

**ALEX ALBERTO SILVA HUERTA**

**ANÁLISE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO DE  
FLUIDOS REFRIGERANTES EM TUBOS CAPILARES  
CONSIDERANDO O EFEITO DO ÓLEO LUBRIFICANTE DO  
COMPRESSOR**

Tese apresentada à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para obtenção do título  
de Doutor em Engenharia.

São Paulo, 2000

OK

**ALEX ALBERTO SILVA HUERTA**

---

**ANÁLISE NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO DE  
FLUIDOS REFRIGERANTES EM TUBOS CAPILARES  
CONSIDERANDO O EFEITO DO ÓLEO LUBRIFICANTE DO  
COMPRESSOR**

Tese apresentada à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para obtenção do título de  
Doutor em Engenharia.

Área de concentração:  
Engenharia Mecânica

Orientador:  
Otávio de Mattos Silveiras

alun...  
2000

São Paulo, 2000

Handwritten text along the left margin, possibly bleed-through from the reverse side of the page.

*À Sandra*

## AGRADECIMENTOS

Ao professor Otávio de Mattos Silvaes pela amizade, apoio e orientação na realização deste trabalho.

Aos técnicos Ademir e José Guilherme pela valiosa ajuda na montagem e na implementação da unidade experimental.

Ao professor Roberto Peixoto pela constante colaboração e incentivo.

Aos colegas Antônio Pacifico, Celso Yukio e Rogério Ribeiro pela colaboração, ajuda e incentivo.

A todos que de alguma forma colaboraram com a realização deste trabalho.

À FAPESP, pelo suporte financeiro durante a realização da minha tese.

A minha querida esposa Sandra pelo incentivo, amizade e compreensão no longo caminho que foi a realização desta tese de doutorado.

---

# SUMÁRIO

Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas	ix
Nomenclatura	xi
Resumo	xiii
Abstract	xiv

---

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1	Objetivos do trabalho	5
1.2	Descrição do trabalho realizado	7

---

<b>2</b>	<b>TUBO CAPILAR</b>	<b>9</b>
2.1	Tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos	12
2.2	Escoamento do refrigerante através do tubo capilar	14
2.3	Refrigerantes naturais	22
2.4	O óleo lubrificante no desempenho dos tubos capilares	24

---

<b>3</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>26</b>
3.1	Introdução	26

---

<b>4</b>	<b>MODELO DE SIMULAÇÃO</b>	<b>50</b>
4.1	Modelo matemático para tubo capilar adiabático	53
4.2	Perda de pressão na mudança de seção	55
4.3	Região líquida ou de líquido subresfriado	59
4.4	Região de líquido superaquecido	63
4.5	Região bifásica	68
4.6	Mudança de seção na saída do tubo capilar	91
4.7	Método de solução do modelo numérico	96
4.8	Validação do modelo	103
4.9	Análise de sensibilidade do modelo	106

---

<b>5</b>	<b>A MISTURA REFRIGERANTE-ÓLEO</b>	<b>122</b>
5.1	Modelo para da mistura refrigerante-óleo	125
5.2	Classificação dos óleos utilizados em refrigeração	145
5.3	Características dos óleos para refrigeração	147

---

<b>6</b>	<b>DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL</b>	<b>151</b>
6.1	A unidade experimental	154
6.2	Descrição dos equipamentos da unidade experimental	159
6.3	Procedimento e metodologia do ensaio experimental	181
6.4	Medidas experimentais preliminares	183

---

<b>7</b>	<b>RESULTADOS EXPERIMENTAIS</b>	<b>189</b>
7.1	Variáveis de controle medidas em função do tempo	192
7.2	Análise das variáveis para refrigerante R-134a puro	201
7.3	Efeito do óleo lubrificante no desempenho do tubo capilar	212

7.4	Análise do escoamento metaestável	226	
7.5	Resultados experimentais com hidrocarboneto R-600a		233
7.6	Comparação dos resultados experimentais com o modelo de simulação	238	

---

<b>8</b>	<b>CONCLUSÕES</b>		<b>251</b>
----------	-------------------	--	------------

8.1	Recomendações para trabalhos futuros	254	
-----	--------------------------------------	-----	--

---

	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>		<b>255</b>
--	-----------------------------------	--	------------

---

	<b>APÊNDICE 1</b>		
--	-------------------	--	--

Análise de incertezas

---

## LISTA DE FIGURAS

---

Figura	Descrição	
<b>CAPÍTULO 2</b>		
2.1	Esquema do ciclo de compressão de vapor e o diagrama $p-h$ do sistema de refrigeração com tubo capilar	11
2.2	Esquema dos tubos capilares não adiabáticos concêntricos e laterais	13
2.3	Escoamento típico ao longo de um tubo capilar adiabático	15
2.4	Perfil de pressão com atraso na vaporização	18
2.5	Condição de blocagem para a vazão mássica em função da pressão de evaporação	21
<b>CAPÍTULO 4</b>		
4.1	Divisão do tubo capilar adiabático em regiões para fins de simulação	52
4.2	Perfil da pressão estática para a mudança de seção no trecho (0-1)	54
4.3	Volume de controle para a região líquida	59
4.4	Volume de controle para a região bifásica	73
4.5	Comparação entre os resultados obtidos com a correlação de Friedel e os dados experimentais	81
4.6	Perda de pressão na região bifásica segundo a Eq. 4.78 para o refrigerante R-134a escoando no interior do tubo capilar	87
4.7	Esquema da mudança de seção na saída do tubo capilar	95
4.8	Condição crítica de escoamento na saída do tubo capilar	93
4.9	Volume de controle para a solução do modelo	97
4.10	Identificação do volume de controle na matriz que acompanha o tubo capilar	100
4.11	Algoritmo do programa para o modelo de simulação do tubo capilar	104
4.12	Comparação entre as vazões mássicas experimentais e simuladas para R-12	106
4.13	Comparação da vazão mássica experimental e a prevista pelo modelo homogêneo para o refrigerante R-134a	107
4.14	Comparação entre os resultados experimentais para o perfil de pressão ao longo do comprimento do tubo capilar	109
4.15	Comparação entre o perfil de pressão obtido com o modelo homogêneo e com o modelo de fases separadas na região bifásica do tubo capilar	111
4.16	Distribuição de pressões utilizando o modelo de fases separadas e o modelo homogêneo para um comprimento fixo do tubo capilar	111



4.17	Comparação entre a distribuição do título do refrigerante prevista pelo modelo homogêneo e os dados experimentais obtidos por <i>Lin et al (1991)</i>	112
4.18	Efeito do grau de subresfriamento na vazão mássica	114
4.19	Influência do grau de subresfriamento para diferentes vazões mássicas sobre o comportamento do tubo capilar segundo o modelo homogêneo	114
4.20	Variação da vazão mássica para diferentes temperaturas de condensação	115
4.21	Influência da rugosidade relativa no comprimento do tubo capilar	117
4.22	Influência do diâmetro interno na vazão mássica	117
4.23	Efeito do óleo no comprimento calculado do tubo	119
4.24	Variação da vazão mássica com o subresfriamento previsto pelo modelo homogêneo	119
4.25	Efeito da concentração de óleo poliéster na vazão mássica	120
4.26	Perfil de pressão simulado com o modelo homogêneo considerando o efeito do óleo poliéster para as condições experimentais de <i>Wijaya (1991)</i>	120
4.27	Variação da vazão mássica para diferentes temperaturas de condensação	121

## CAPÍTULO 6

6.1	Esquema geral da montagem da instalação experimental	154
6.2	Esquema da instalação experimental mostrada com mais detalhe	155
6.3	Vista geral da unidade experimental para ensaios em tubos capilares	158
6.4	Vista parcial da instalação experimental construída	158
6.5	Esquema do sistema de pressurização do refrigerante	160
6.6	Acumulador hidro-pneumático utilizado para aumentar a pressão do refrigerante	160
6.7	Dispositivo de controle de pressão do refrigerante	161
6.8	Medidor de vazão de Coriolis e filtros secadores instalados à montante da seção de testes	162
6.9	Sistema relê-controlador de temperatura	163
6.10	Sistema de aquecimento para controle do subresfriamento utilizando resistência de fita	164
6.11	Sistema de controle do subresfriamento e aquecedor de imersão	164
6.12	Esquema do sistema de injeção de óleo lubrificante	165
6.13	Esquema do dispositivo para determinação da concentração de óleo no refrigerante	167
6.14	Sistema de injeção de óleo na linha de refrigerante puro	168
6.15	Garrafa de amostragem utilizado para medir a concentração da mistura refrigerante-óleo	168
6.16	Vista parcial da seção de testes principal e da seção auxiliar	169
6.17	Vista geral da seção de testes	170
6.18	Detalhe das tomadas de pressão no tubo capilar	174
6.19	Detalhe da instalação dos transdutores de pressão e dos termopares na seção de testes	174
6.20	Esquema do sistema de separação de óleo lubrificante	175
6.21	Circuito de baixa pressão com os componentes em detalhe	176
6.22	Manômetro e pressostato colocados no condensador-acumulador	177
6.23	Detalhe da bomba magnética, resistência elétrica e o "by pass" instalados no condensador-acumulador para o transporte de fluido	177
6.24	Vista geral do circuito de baixa pressão na unidade experimental construída	178
6.25	Tela do computador mostrando alguns valores medidos	180
6.26	Vista geral do sistema de aquisição de dados junto com os conversores e as conexões dos termopares	180

- 6.27 Comparação dos valores experimentais medidos para o fator de atrito na região líquida com a correlação de *Pate (1982)* 186
- 6.28 Variação da rugosidade do tubo com o número de Reynolds 188

## CAPÍTULO 7

- 7.1 Registro das pressões ao longo do tubo capilar 194
- 7.2 Registro das temperaturas medidas ao longo do tubo capilar 195
- 7.3 Evolução da  $T_{sub}$  até atingir a condição de regime permanente 195
- 7.4 Evolução da vazão mássica até atingir a condição de regime permanente 196
- 7.5 Evolução da pressão de entrada até atingir a condição de regime permanente 196
- 7.6 Variação da pressão medida na saída do tubo capilar 197
- 7.7 Evolução do tempo requerido para a obtenção da condição de blocagem para os ensaios 197
- 7.8 Efeito da “histerese” resultante da obtenção de subresfriamento quando mudada a temperatura do fluido de forma decrescente e crescente 198
- 7.9 Variação da vazão mássica ao longo do ensaio quando o subresfriamento é conseguido de forma decrescente e crescente 198
- 7.10 Perfil de temperatura medido e calculado para o refrigerante R-134a e grau de subresfriamento de 4°C 199
- 7.11 Perfil de temperatura medido e calculado para o refrigerante R-134a e grau de subresfriamento de 8°C 200
- 7.12 Perfil de temperatura medido e calculado para o refrigerante R-134a e grau de subresfriamento de 12°C 200
- 7.13 Variação da vazão mássica para dois diferentes diâmetros de tubo capilar em função da temperatura de condensação 202
- 7.14 Variação da vazão mássica com a temperatura de subresfriamento para tubos capilares com diâmetros  $D=0,69$  mm e  $D=0,82$  mm 202
- 7.15 Variação dos perfis de pressão para dois diâmetros do tubo capilar 204
- 7.16 Influência da pressão de condensação sobre a vazão mássica para subresfriamentos de 4°C e 12°C 204
- 7.17 Perfis de pressão medidos para diferentes temperaturas de subresfriamento 205
- 7.18 Evolução da pressão medida para diferentes temperaturas de condensação 205
- 7.19 Variação da vazão mássica com o grau de subresfriamento para  $D=0,69$  mm e  $D=0,82$  mm 207
- 7.20 Influência do grau de subresfriamento na vazão mássica para diferentes temperaturas de condensação 207
- 7.21 Efeito de “histerese” da vazão mássica obtido para subresfriamentos crescentes e decrescentes 208
- 7.22 Perfil de temperatura medido para um grau de subresfriamento de 4°C realizado o ensaio de forma crescente e decrescente para temperatura de condensação de 42°C 208

7.23	Perfil de pressão medido para um grau de subresfriamento de 4°C realizado o ensaio de forma crescente e decrescente para temperatura de condensação de 42°C	209
7.24	Variação da vazão mássica com a temperatura no condensador-acumulador	210
7.25	Influência do óleo lubrificante com concentração de óleo de 1% sobre a vazão mássica para pressões de condensação de 12,53 bar e 13,18 bar em função da $T_{sub}$ .	214
7.26	Influência do óleo lubrificante com concentração de óleo de 1% sobre a vazão mássica medida para as pressões de condensação de 11,88 bar e 10,16 bar em função da $T_{sub}$ .	214
7.27	Variação da vazão mássica medida para diferentes graus de subresfriamento para a temperatura de condensação de 44 °C	215
7.28	Variação da vazão mássica medida para diferentes graus de subresfriamento para a temperatura de condensação de 48°C	216
7.29	Perfil de pressão medido para R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo com concentração de 3% de óleo para um grau de subresfriamento de 4°C	217
7.30	Perfil de pressão medido para R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo com concentração de 3% de óleo para um grau de subresfriamento de 8 °C	218
7.31	Dispositivo Perfil de pressão medido para R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo com concentração de 3% de óleo para um grau de subresfriamento de 12 °C	218
7.32	Perfil de pressão medido na região de saída do tubo capilar	219
7.33	Perfil de temperatura para R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo com concentração de 3%, para de 4 °C e pressão de condensação de 12,63 bar	220
7.34	Perfil de temperatura para R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo com concentração de 3%, para de 4°C e pressão de condensação de 11,88 bar	221
7.35	Perfil de temperatura para R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo poliéster com concentração de 3%, para subresfriamento de 12 °C	221
7.36	Variação da vazão mássica para diferentes pressões de condensação considerando refrigerante R-134a puro e a mistura refrigerante R-134a com 3% de óleo	222
7.37	Influência do óleo na vazão mássica para diferentes temperaturas de condensação e grau de subresfriamento de 4 °C	223
7.38	Influência do óleo na vazão mássica para a pressão de condensação de 12,53 bar e concentrações de 1% e 3%	224
7.39	Perfil de de pressão medido e calculado para diâmetro de $D=0,82\text{mm}$	227
7.40	Perfil de de pressão medido e calculado para diâmetro de $D=0,69\text{mm}$	227
7.41	Variação do atraso de vaporização com o grau de subresfriamento	228
7.42	Perfil de pressão medido e calculado para refrigerante puro para $T_{sub}= 8\text{ °C}$	229
7.43	Perfil de pressão medido e calculado para refrigerante puro e $T_{sub}= 4\text{ °C}$	229
7.44	Perfil de pressão obtido para a pressão de condensação de 12,53 bar e grau de subresfriamento de 4°C	230
7.45	Perfil de pressão obtido para a pressão de condensação de 10,18 bar e grau de subresfriamento de 4°C	231
7.46	Perfil de pressão obtido experimentalmente e calculado através das temperaturas medidas para a pressão de condensação de 11,88 bar e subresfriamento de 4 °C	232

- 7.47 Influência do grau de subresfriamento sobre a vazão mássica para diferentes temperaturas de condensação utilizando o refrigerante R-600a (isobutano) 234
- 7.48 Variação da vazão mássica para diferentes graus de subresfriamento em função da temperatura de condensação quando utilizado o hidrocarboneto R-600a 234
- 7.49 Perfil de temperaturas medidos ao longo do tubo capilar para diferentes subresfriamentos, quando utilizado o hidrocarboneto R-600a (isobutano) 235
- 7.50 Comparação das vazões mássicas medidas para R-134a e R-600a para diâmetro  $D=0,82$  mm do tubo capilar e temperatura de condensação de  $40^{\circ}\text{C}$  235
- 7.51 Variação da vazão mássica com o aumento do grau de subresfriamento para refrigerante R-600a com diâmetros de  $D=0,82$  mm e  $D=0,69$  mm 237
- 7.52 Comparação entre os resultados da simulação com dos dados experimentais para refrigerante puro R-134a e temperatura de condensação de  $40^{\circ}\text{C}$  239
- 7.53 Comparação entre os resultados da simulação com os dados experimentais para refrigerante-óleo com 3% de concentração e temperatura de condensação de  $40^{\circ}\text{C}$  239
- 7.54 Perfil de pressão obtido experimentalmente e simulado para a mistura refrigerante R-134a-óleo com 3% de concentração 241
- 7.55 Perfil de pressão medido experimentalmente e simulado para refrigerante R-134a puro na temperatura de condensação de  $40^{\circ}\text{C}$  241
- 7.56 Comparação entre resultados experimentais encontrados e os simulados para grau de subresfriamento de  $12^{\circ}\text{C}$  e diferentes pressões de condensação 242
- 7.57 Comparação entre os resultados experimentais e os de simulação com o modelo homogêneo quando considerado o efeito da metaestabilidade no escoamento 242
- 7.58 Perfis de pressões obtidos experimentalmente para R-134a puro e para mistura de refrigerante R-134a com 3% de óleo poliéster para  $T_{\text{sub}}=4^{\circ}\text{C}$ ,  $8^{\circ}\text{C}$  e  $12^{\circ}\text{C}$  243
- 7.59 Comparação entre os resultados experimentais obtidos para diferentes concentrações de óleo poliéster e o modelo de simulação. 245
- 7.60 Simulação do efeito dos óleos poliéster (POE) e polialquile glicol (PAG), sobre a vazão mássica para escoamento de R-134a com diferentes concentrações. 245
- 7.61 Dados experimentais de todos os ensaios realizados com R-134a puro para os subresfriamentos de  $4^{\circ}\text{C}$ ,  $6^{\circ}\text{C}$  e  $8^{\circ}\text{C}$ . 246
- 7.62 Dados experimentais de todos ensaios realizados com R-134a puro para subresfriamentos de  $10^{\circ}\text{C}$  e  $12^{\circ}\text{C}$ . 246
- 7.63 Simulação realizada com os refrigerantes R-134a R-12 e R-600a para verificar a influência destes refrigerantes sobre a vazão mássica. 247
- 7.64 Comparação entre os resultados experimentais obtidos por *Mello et al. (1999)* e os de simulação para o refrigerante R-600a. 248
- 7.65 Comparação entre os resultados experimentais obtidos por *Mello et al. (1999)* e os de simulação para a pressão de condensação de 11,2 bar com refrigerante R-600a. 248

---

## LISTA DE TABELAS

---

Tabela	Descrição	
<b>CAPÍTULO 2</b>		
2.1	Comparação da faixa de aplicação dos refrigerantes naturais com os CFC's	23
2.2	Principais óleos lubrificantes e sua utilização com os refrigerantes	25
<b>CAPÍTULO 3</b>		
3.1	Resumo dos principais trabalhos encontrados na literatura em tubos capilares	48
<b>CAPÍTULO 4</b>		
4.1	Diferentes valores para o coeficiente de perda de pressão "K"	57
4.2	Correlações para o cálculo do fator de atrito na região líquida do tubo capilar	61
4.3	Coeficientes da correlação proposta por <i>Chang e Ro (1996)</i>	69
4.4	Correlações encontradas na literatura para a razão de deslizamento entre as fases (S)	86
4.5	Diferentes valores encontrados na literatura para a viscosidade da mistura	92
<b>CAPÍTULO 5</b>		
5.1	Constantes para a viscosidade dos óleos de lubrificação	142
5.2	Constantes para as densidades dos óleos de lubrificação	143
5.3	Peso molecular dos óleos de lubrificação	145
5.4	Especificação dos óleos poliéster e mineral	150
<b>CAPÍTULO 6</b>		
6.1	Disposição dos transdutores de pressão no tubo capilar	171
6.2	Disposição dos termopares tipo T para a medição das temperaturas no tubo capilar	172
6.3	Valores do diâmetro interno do tubo capilar medidos experimentalmente	184

## CAPÍTULO 7

- 7.1 Valores encontrados para a vazão mássica com refrigerante R-134a puro para diferentes temperaturas de condensação e graus de subresfriamentos, para três ensaios realizados nas mesmas condições de operação **211**
- 7.2 Valores médios da vazão mássica obtidos para refrigerante R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo. Temperatura de condensação de 44°C, Temperatura de evaporação de -15 °C, L= 2,03 m e D=0,82mm **215**
- 7.3 Valores médios da vazão mássica obtidos para refrigerante R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo. Temperatura de condensação de 48°C, temperatura de evaporação de -15 °C, L= 2,03 m e D=0,82mm **216**
- 7.4 Valores médios obtidos para a vazão mássica para refrigerante R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo poliéster nas seguintes condições de operação: temperatura de evaporação: -15 °C ; grau de subresfriamento: 4 °C; L= 2,03 m e D= 0,82 mm **223**
- 7.5 Resumo dos resultados medidos da vazão mássica para mistura de refrigerante com óleo de lubrificação para concentrações de 1% e 3% **225**
- 7.6 Ensaios realizados com hidrocarboneto R-600a (isobutano) para tubo capilar com diâmetro D= 0,82 mm e comprimento L= 2,315 m **236**
- 7.7 Resultados encontrados com R-134a puro para subresfriamento de 12 °C e diferentes temperaturas de condensação, considerando o efeito do escoamento metaestável **243**
- 7.8 Comparação entre resultados experimentais obtidos com refrigerante R-134a puro e os obtidos utilizando o modelo de simulação **249**
- 7.9 Comparação entre resultados experimentais obtidos com mistura de R-134a com óleo poliéster para concentração de 3% e os obtidos utilizando o modelo de simulação **250**

## NOMENCLATURA

Símbolo	Descrição	Unidade
$A$	área interna do tubo capilar	$[m^2]$
$C$	concentração	
$c_p$	calor específico à pressão constante	$[J / kg.K]$
$D$	diâmetro interno do tubo capilar	$[m]$
$e$	energia específica	$[J / kg]$
$f$	fator de atrito para a perda de pressão	
$g$	aceleração da gravidade	$[m / s^2]$
$G$	vazão mássica por unidade de área	$[kg / s.m^2]$
$h$	entalpia específica	$[kJ / kg]$
$h_{l-v}$	entalpia de vaporização	$[kJ / kg]$
$j$	identifica a posição do elemento no tubo capilar	
$K$	coeficiente de perda de pressão na mudança de seção	
$L$	comprimento do tubo capilar	$[m]$
$m$	massa	$[kg]$
$\dot{m}$	vazão mássica	$[kg / s]$
$N$	número de volumes de controle	
$P$	pressão	$[N / m^2]$
$Re$	número de Reynolds	
$s$	entropia específica	$[kJ / kg.K]$
$S$	razão de deslizamento entre as fases líquida e vapor	
$T$	temperatura	$[K]$
$u$	velocidade	$[m / s]$
$x$	título do vapor	
$z$	coordenada na direção axial	$[m]$
$We$	número de Weber.	

---

**Símbolos gregos**

$\alpha$	fração de vazio	
$\varepsilon$	rugosidade interna do tubo capilar	[ <i>m</i> ]
$\Phi$	multiplicador bifásico	
$\mu$	viscosidade	[ <i>kg / m.s</i> ]
$\rho$	massa específica	[ <i>kg / m<sup>3</sup></i> ]
$\Delta T$	variação da temperatura no volume de controle	[ <i>K</i> ]
$\tau$	tensão de cisalhamento	
$\theta$	ângulo de inclinação do tubo	
$\sigma$	tensão superficial	[ <i>N / m</i> ]
$\delta z$	elemento do tubo na direção axial	[ <i>m</i> ]

---

**Subscritos**

<i>ac</i>	aceleração
<i>bif</i>	bifásico
<i>c</i>	vena contracta
<i>cap</i>	capilar
<i>cr</i>	critico
<i>cond</i>	condensação
<i>ent</i>	entrada
<i>evap</i>	evaporação
<i>fr</i>	atrito
<i>vo</i>	totalmente vapor
<i>h</i>	homogêneo
<i>i</i>	entrada do volume de controle
<i>L</i>	refrigerante líquido + óleo lubrificante
<i>lo</i>	totalmente líquido
<i>M</i>	mistura refrigerante-óleo
<i>O</i>	óleo lubrificante
<i>sub</i>	subresfriamento
<i>Rl</i>	refrigerante líquido
<i>Rv</i>	refrigerante vapor
<i>sat</i>	saturação
<i>sat-R</i>	saturação para refrigerante puro
<i>sat-M</i>	saturação para mistura refrigerante-óleo
<i>vap</i>	vaporização



---

## RESUMO

Uma análise numérico-experimental foi desenvolvida com o objetivo de investigar os efeitos do óleo lubrificante sobre o desempenho de tubos capilares com os refrigerantes R-134a e R-600a. As equações governantes para o escoamento do fluido (continuidade, conservação da quantidade de movimento e da energia) são resolvidas usando um método de integração passo a passo. A simulação numérica considera o modelo de fases separadas para o escoamento bifásico do refrigerante no interior do tubo capilar. Os resultados mostraram que o modelo de fases separadas difere do modelo homogêneo principalmente na região de saída do tubo capilar e a presença de óleo causa um decréscimo na vazão mássica.

A investigação experimental avaliou a influência do óleo lubrificante no desempenho dos tubos capilares, com os refrigerantes R-134a e R-600a (isobutano). Estudos iniciais acerca do escoamento metaestável foram realizados para refrigerante R-134a puro e para misturas refrigerante-óleo. Os resultados experimentais mostraram redução na vazão mássica com a adição de óleo lubrificante quando comparado com refrigerante puro, para diferentes pressões de condensação e graus de subresfriamento. As vazões mássicas medidas para o refrigerante R-600a (isobutano) foram em média 30% menores do que as vazões medidas para o refrigerante R-134a.

---

## ABSTRACT

A numerical and experimental model was developed to investigate the effects of the oil on the performance of capillary tubes considering a separated flow model. The numerical simulation integrates the one dimensional governing equations for the fluid flow (continuity, momentum and energy), using a step by step numerical method. The numerical model was used to illustrate that the separated flow model differs of homogeneous flow model mainly at the outlet region of capillary tube and the presence of oil produces a reduction in the flow mass rate.

The experimental investigation evaluated the influence of oil on the performance of capillary tubes with the refrigerants R-134a and R-600a. Initial studies about the metastable flow were realized for both pure refrigerant and refrigerant-oil mixtures. The experimental results showed changes in the mass flow rate with the addition of oil for different condensation pressures and different sub-cooling degree. The flow mass rate for the R-600a (isobutane) is approximately 30% lower than for R-134a.

# Capítulo 1

---

## INTRODUÇÃO

A importância da refrigeração industrial e comercial se reflete nos grandes investimentos realizados em pesquisa e desenvolvimento ao longo dos últimos anos. A necessidade de oferecer produtos cada vez mais modernos, levaram a indústria a procurar alternativas na utilização de novos refrigerantes, compressores mais eficientes e trocadores de calor mais compactos e econômicos. Apesar destes avanços, o tubo capilar ainda representa a alternativa mais barata para dispositivos de expansão em sistemas de compressão de vapor de pequeno porte, como refrigeradores domésticos e aparelhos de ar condicionado.

Os tubos capilares são dispositivos de expansão que, junto com o compressor e os trocadores de calor (evaporador e condensador), são os componentes básicos dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Embora simples, o tubo capilar é muito importante no sistema porque o seu dimensionamento incorreto compromete a operação do ciclo. Sendo um dispositivo de expansão de área constante, não se adapta às variações de carga térmica no evaporador e às variações nas pressões de condensação e de evaporação. Entre as principais vantagens do tubo capilar, podemos citar: seu

baixo custo, a inexistência de partes móveis, a possibilidade de utilização de pequena quantidade de refrigerante e o fato de permitir a equalização de pressão durante as paradas do sistema, reduzindo o torque de partida do compressor.

Mesmo tendo forte influência sobre o desempenho do sistema de refrigeração, a maioria dos fabricantes ainda dimensiona os tubos capilares pelo processo de tentativa e erro. Uma das poucas alternativas para dimensionar, são os diagramas da ASHRAE, derivados inicialmente dos trabalhos de *Hopkins (1950)* e *Whitesel (1957)*. Entretanto, tais diagramas tendem a subestimar a vazão mássica e encontram-se disponíveis apenas para alguns refrigerantes como o R-12 e R-22, os quais já estão sendo substituídos por novos refrigerantes como o R-134a, hidrocarbonetos e algumas misturas.

Na última década, diversos modelos computacionais para a simulação de tubos capilares foram desenvolvidos, com a finalidade de reduzir os custos inerentes ao processo por tentativa e erro. Entre eles podemos citar os trabalhos de *Kuehl e Goldschmidt (1990)*, *Li et al. (1990)*, *Mello et al. (1994)*, *Silvares (1994)*, *Peixoto (1994)* e *Paiva (1996)*. A dificuldade encontrada na modelagem é justificada em vista da complexidade do fenômeno. No interior do tubo capilar ocorre escoamento monofásico e bifásico, atraso no início de vaporização, escoamento crítico na região de saída, e para o caso dos tubos capilares não adiabáticos, escoamento bifásico com vaporização do fluido decorrente da queda de pressão simultaneamente com a troca de calor. Nesse sentido, pesquisas continuam sendo realizadas com o intuito de modelar e conhecer, com mais detalhe, os fenômenos envolvidos, tais como, a ocorrência da metaestabilidade, ou seja, o atraso no início da vaporização; a influência do óleo

lubrificante do compressor em mistura com o fluido refrigerante e o desempenho dos tubos capilares com hidrocarbonetos e com misturas zeotrópicas e azeotrópicas.

Atualmente, a preocupação com a conservação da energia e, também, a necessidade de substituir os fluidos refrigerantes à base de CFC's, em vista do alto poder de destruição da camada de ozônio, tornam necessária a realização de testes experimentais que requerem equipamentos sofisticados e caros, dificultando os ensaios, que muitas vezes não são realizados, mesmo nas grandes indústrias de refrigeração. A melhor maneira de atenuar este problema e, principalmente, reduzir custos, consiste na utilização de modelos de simulação via computador. A simulação traz enormes vantagens na realização de novos projetos, pois condições diversas de operação podem ser simuladas em tempo reduzido e com custos operacionais extremamente baixos.

Com a permanente busca de refrigerante alternativos, os refrigerantes “naturais” se apresentam como uma promissora alternativa para os próximos anos na indústria de refrigeração. A exemplo de alguns países da Europa, os hidrocarbonetos, como o isobutano e o propano, são utilizados em larga escala em sistemas de refrigeração de pequeno porte, como refrigeradores domésticos e aparelhos de ar condicionado (*Cohen, 1996*). Portanto, testes experimentais com tubos capilares expandindo hidrocarbonetos tornam-se necessários, devido ao seu potencial como fluido refrigerante e suas vantagens econômicas e técnicas, tornando-se alvo de constante pesquisa no mundo.

Muitos países da Europa, principalmente Alemanha e países escandinavos, utilizam o R-600a (isobutano) em quase 90% dos refrigeradores domésticos e o R-290

(propano), em escala um pouco menor, em aparelhos de ar condicionado. Quanto à utilização do  $\text{CO}_2$ , pesquisas continuam sendo realizadas com a finalidade de equacionar as dificuldades encontradas para sua completa utilização (*Lorentzen, 1994*). A utilização destes refrigerantes alternativos, requer testes em laboratório e uma análise de cada componente do sistema e do ciclo, com a finalidade de avaliar seu desempenho, os custos operacionais e de investimentos e melhorar o consumo energético.

A presença de óleo lubrificante nos sistemas de refrigeração é outro ponto que merece ser destacado. Como a maioria destes sistemas operam segundo o ciclo de compressão de vapor, é esperado que uma mistura de refrigerante-óleo seja encontrada escoando no sistema, vinda do compressor. Tendo em vista que, a maioria dos projetos de trocadores de calor em refrigeração e ar condicionado, são realizados supondo que o refrigerante escoar no sistema sem a presença de óleo lubrificante, torna-se necessário uma análise experimental e uma modelagem numérica na qual seja considerada esta variável. Na literatura aberta, não foram encontrados trabalhos analisando a influência do óleo lubrificante no desempenho dos tubos capilares, e sabe-se muito pouco, sobre seus efeitos quando misturados aos novos refrigerantes, como no caso do R-134a e os hidrocarbonetos. Alguns trabalhos analisaram o comportamento do óleo lubrificante nos tubos capilares com refrigerante R-12 e R-22, nos anos cinqüenta, mas sem apresentar resultados conclusivos. Com todas estas lacunas ainda presentes, percebe-se a necessidade de realização de novas pesquisas com o objetivo de otimizar o desempenho e melhorar o consumo energético dos diversos componentes do sistema de compressão de vapor.

---

## 1.1 OBJETIVOS DO TRABALHO

Tendo em vista o crescente interesse da comunidade científica, refletido no grande número de trabalhos publicados recentemente, referentes ao comportamento do escoamento dos novos refrigerantes em tubos capilares, foi estabelecido como meta principal deste trabalho, a abordagem de alguns tópicos pouco estudados até este momento. Os objetivos deste trabalho são: a) desenvolvimento de modelos matemáticos para a simulação numérica de escoamentos em tubos capilares e b) construção de uma unidade laboratorial para investigação experimental e validação dos resultados previstos pelos modelos desenvolvidos.

A modelagem e simulação numérica deve ser capaz de prever o comportamento dos tubos capilares, analisando o desempenho para diversas configurações geométricas (comprimento, diâmetro e rugosidade do tubo), em diferentes condições de operação (vazão, temperatura de evaporação e grau de subresfriamento), e avaliar o efeito da metaestabilidade e da contaminação do refrigerante com óleo de lubrificação do compressor na vazão mássica e na condição crítica do escoamento. O simulador deve servir como uma ferramenta de apoio, na otimização de projetos de tubos capilares na indústria de refrigeração, com a finalidade de limitar os testes experimentais, que demandam tempo e equipamentos sofisticados e caros.

O desenvolvimento experimental tem como objetivo validar os modelos matemáticos desenvolvidos, estudar e analisar fenômenos importantes que ocorrem no escoamento de refrigerantes ou misturas de refrigerantes com óleo de lubrificação do compressor, em tubos capilares.

Assim, os resultados devem contemplar os seguintes aspectos:

- Realizar ensaios em tubos capilares adiabáticos com refrigerantes alternativos como o R-134a, e verificar o comportamento para diferentes diâmetros e comprimentos do tubo, diferentes graus de subresfriamento e pressões de entrada.
- Analisar o efeito da presença de óleo lubrificante do compressor no desempenho dos tubos capilares, quando utilizado o R-134a e o comportamento da mistura relativamente ao atraso da vaporização e às condições críticas de escoamento.
- Verificar o atraso da vaporização do R-134a puro e conhecer seus efeitos sobre os diversos parâmetros de operação, tais como, vazão mássica, temperatura de subresfriamento e pressão de saída.
- Analisar o efeito da mistura refrigerante-óleo nas correlações propostas para o fator de atrito para tubos de pequeno diâmetro, como é caso dos tubos capilares.
- Realizar ensaios com refrigerantes naturais como o R-600a (isobutano) e verificar seu comportamento em diversas condições de teste.



---

## 1.2 DESCRIÇÃO DO TRABALHO REALIZADO

A seguir, no capítulo 2, são apresentados os conceitos gerais referentes aos tubos capilares, onde são analisados vários tópicos, como o escoamento e a mudança de fase, as condições críticas e a metaestabilidade. É dada também, uma visão geral dos tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, suas características e diferenças. Finalmente, são discutidos aspectos importantes sobre os refrigerantes “naturais” e os óleos lubrificantes, analisando seus efeitos sobre a operação do sistema de refrigeração.

No capítulo 3, é realizada a revisão bibliográfica dos trabalhos mais importantes publicados na literatura sobre o escoamento em tubos capilares. A apresentação procura manter a ordem cronológica destas publicações. No final da revisão é apresentado também, um quadro sinóptico dos artigos mais importantes, de maneira a enfatizar, e sintetizar, de forma clara, as características e particularidades de cada trabalho.

O modelo de simulação é apresentado no capítulo 4. São descritas, claramente, as hipóteses do problema e as variáveis envolvidas no modelo. Para o escoamento do refrigerante na região bifásica do tubo capilar são utilizados o modelo homogêneo e o modelo de fases separadas. Finalmente, é mostrado o algoritmo do modelo, os métodos de solução e os resultados referentes à validação do modelo.

No capítulo 5, a mistura refrigerante-óleo foi modelada em função das propriedades do óleo e da concentração. São mostradas as correlações desenvolvidas para o cálculo das propriedades termofísicas do óleo e um resumo das características e particularidades dos óleos lubrificantes utilizados em refrigeração.

O capítulo 6 mostra a instalação da unidade experimental construída, onde são descritos os equipamentos utilizados na experiência e a metodologia para a realização dos ensaios. Investigações preliminares acerca da medida do diâmetro e da rugosidade do tubo capilar são também realizadas, com o objetivo de avaliar corretamente o fator de atrito.

O Capítulo 7 trata dos resultados experimentais encontrados ao longo deste trabalho. Ensaios foram realizados com os refrigerantes R-134a e R-600a para diversas condições de operação, com o objetivo de avaliar o efeito do óleo no escoamento. São mostrados resultados acerca do fenômeno metaestável e, também, sobre a influência do óleo lubrificante no desempenho do tubo capilar e finalmente, foi realizada uma comparação dos resultados experimentais obtidos com o modelo de simulação desenvolvido.

No capítulo 8, são descritas as conclusões e as recomendações para futuros trabalhos. Apresenta-se, também, as referências bibliográficas utilizadas, bem como os diversos anexos que complementam este trabalho que por motivos de espaço ou formato, são citados no final.

## Capítulo 2

---

### TUBO CAPILAR

Normalmente, equipamentos de grande porte nos sistemas de compressão de vapor, utilizam válvulas de expansão termostática ou outro tipo de controle de vazão de refrigerante. Para equipamentos com capacidade de refrigeração abaixo de 10 kW, tais como refrigeradores domésticos e condicionadores de ar tipo janela, é utilizado um tubo de pequeno diâmetro e grande comprimento, chamado *tubo capilar*.

O tubo capilar é o mais simples dos reguladores de vazão de refrigerante, consistindo simplesmente de um tubo de cobre, com diâmetros entre 0,5mm e 2,0mm e comprimento de 1,0m até 6,0m, instalado entre o condensador e o evaporador, geralmente substituindo os dispositivos de expansão volumétricos (válvula termostática).

O tubo capilar difere dos outros tipos de reguladores de vazão de refrigerante, porque ele não interrompe, quando o ciclo é desligado, a conexão entre o evaporador e o condensador. Quando o compressor é desligado, as pressões de condensação e de evaporação se equalizam, através do tubo capilar, e algum líquido residual do condensador passa para o evaporador, onde ele permanece até que seja dada a partida do compressor. Por esta razão, a carga de refrigerante num sistema de tubo capilar é

crítica, não sendo empregado nenhum tanque acumulador entre o condensador e o tubo capilar. Em todos os casos, a carga do refrigerante deve ser a mínima que irá satisfazer os requisitos do evaporador e, ao mesmo tempo, manter uma vedação de líquido no condensador na entrada do tubo capilar, durante o ciclo de operação. Qualquer refrigerante em excesso em relação a esta quantidade será retida no condensador, aumentando, assim, a pressão de condensação que, por sua vez, reduz a eficiência e tende a desequilibrar o sistema, aumentando a capacidade de vazão de refrigerante do tubo.

Um sistema que emprega tubo capilar irá operar com rendimento máximo, somente em determinadas condições de operação, em qualquer outra condição, a eficiência do sistema será inferior à máxima. Contudo, o tubo capilar é autocompensador e, se aplicado e projetado apropriadamente, resultará em uma operação satisfatória. Normalmente, quando a carga do sistema aumenta ou diminui, a capacidade de vazão do tubo capilar, aumenta ou diminui, respectivamente, por causa da mudança na pressão de condensação que, geralmente acompanha estas mudanças no carregamento do sistema e, por causa da mudança na quantidade de líquido subresfriado, que ocorre no condensador. Além de sua construção simples e baixo custo, o tubo capilar tem a vantagem adicional de permitir a equalização da pressão, o que reduz o torque de partida do compressor. Isto permite o uso de um motor de baixa partida para acionar o compressor, de outro modo seria necessário um outro tipo de motor mais dispendioso. A pequena carga de refrigerante requerida pelo sistema resulta, não somente, na redução de custo do refrigerante, mas, também, na eliminação da necessidade de um tanque acumulador.

Naturalmente, todas estas vantagens representam uma economia substancial no custo de fabricação, fazendo do tubo capilar um componente importante no sistema de refrigeração. A Fig. (2.1) mostra o esquema do tubo capilar no ciclo ideal de compressão de vapor junto com os diagramas pressão-entalpia ( $P-h$ ) e temperatura-entropia ( $T-s$ ).

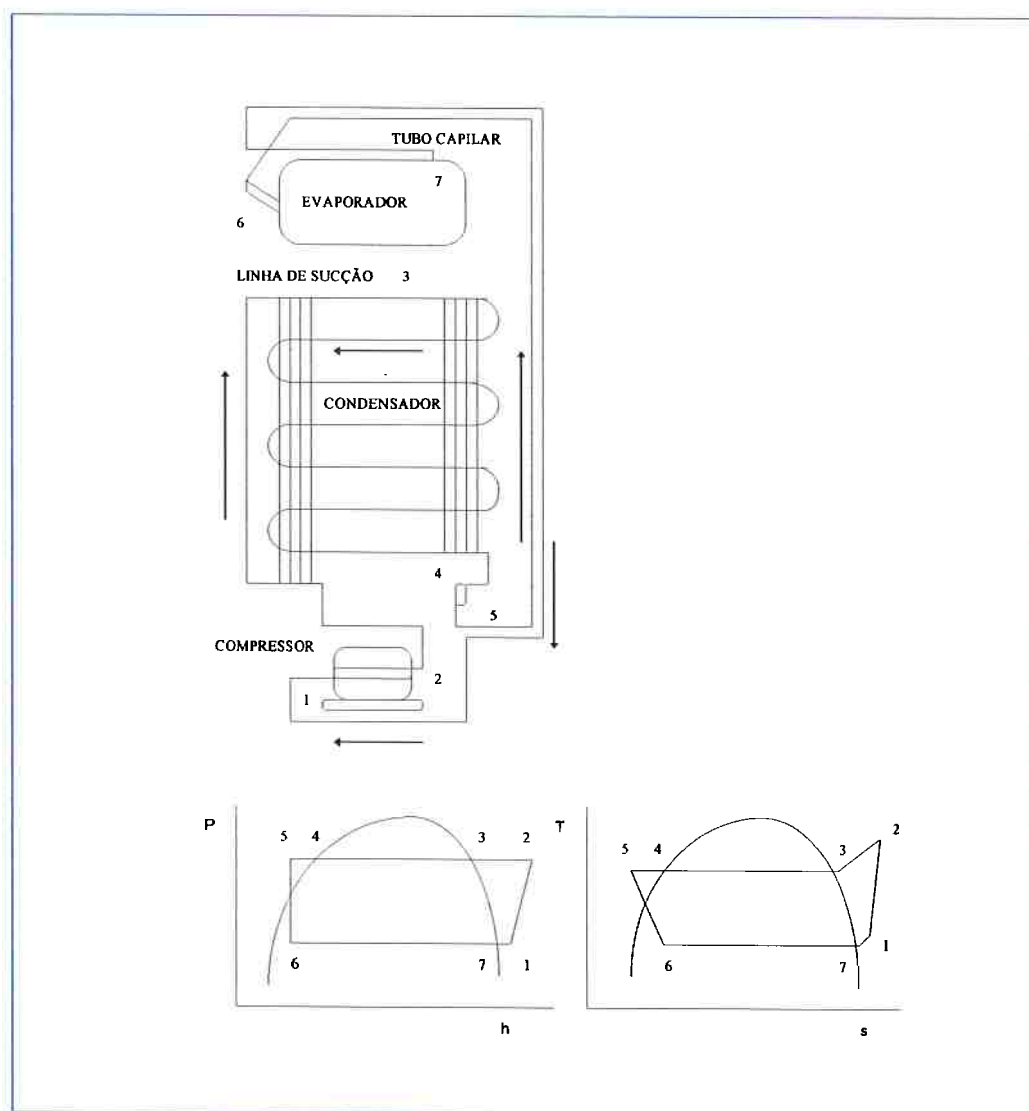


Figura 2.1 Esquema de um sistema de compressão de vapor e dos diagramas  $P-h$  e  $T-s$  do sistema de refrigeração com tubo capilar.

---

## 2.1 TUBOS CAPILARES ADIABÁTICOS E NÃO ADIABÁTICOS

Na literatura é comum a divisão dos tubos capilares, em dois tipos: adiabáticos e não adiabáticos, dependendo da configuração do sistema. Esta denominação indica os casos em que o tubo capilar troca, ou não, calor com a linha de sucção do compressor. No primeiro caso, o tubo capilar adiabático é isolado e se encontra em contato com o meio; como a troca de calor com o meio é muito pequena, ela pode ser considerada desprezível. Este tipo de tubo capilar, devido a sua simplicidade, tem sido objeto de intenso estudo nas últimas décadas.

Para o caso dos tubos capilares não adiabáticos, uma parte do comprimento do tubo capilar é colocado em contato com a linha de sucção do compressor, formando um trocador de calor em contracorrente, denominado comumente, trocador de calor tubo capilar-linha de sucção. Esta alternativa pode proporcionar um aumento na capacidade de refrigeração e no coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração, dependendo do fluido de trabalho (*Domanski et al. 1992*). A utilização de um trocador de calor entre a linha de líquido diminui o título do refrigerante na entrada do evaporador, originando um incremento na capacidade de refrigeração, ao mesmo tempo que aumenta o superaquecimento do vapor na entrada do compressor, aumentando o trabalho consumido no processo de compressão. A tentativa de melhorar o desempenho usando esta configuração é função da relação entre estes dois efeitos. Este contato do tubo capilar com a linha de sucção usualmente não é realizado em toda sua extensão, podendo existir um trecho adiabático em cada extremidade do tubo capilar.

Nos tubos capilares não adiabáticos, um aspecto que merece ser mencionado, é referente ao tipo de trocador de calor, constituído pelo tubo capilar e a linha de sucção. No Brasil, por motivos de custo de fabricação, o tipo de trocador utilizado é o de *tubos concêntricos*, ao contrário de outros países onde é mais usual o *trocador de tubos laterais*, no qual o tubo capilar é soldado na superfície externa da linha de sucção, como mostrado na Fig. (2.2). Os trabalhos de *Peixoto (1994)*, *Bittle et al. (1995)* e *Paiva (1996)* mostram algumas experiências com tubos capilares não adiabáticos, utilizando refrigerantes alternativos como o R-134a e R-152a.

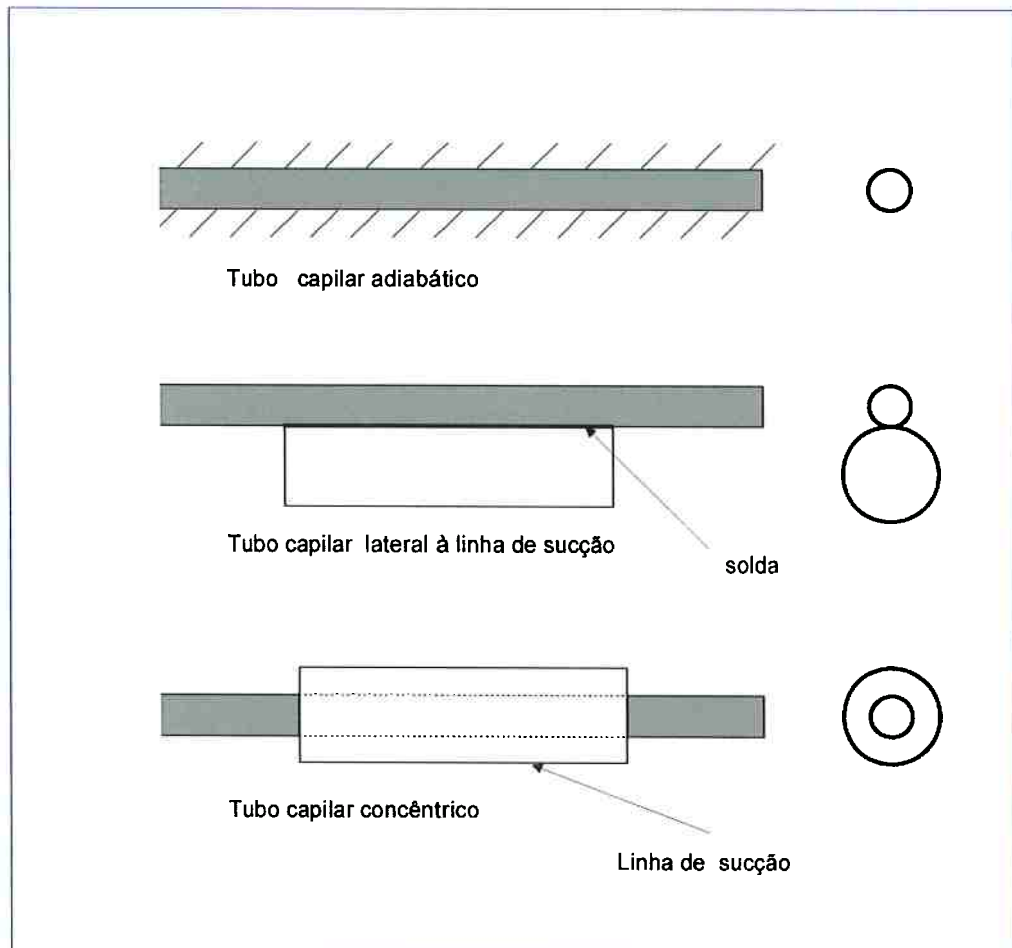


Figura 2.2 Esquema dos tubos capilares adiabáticos, e não adiabáticos, (concêntricos e laterais).

---

## 2.2 ESCOAMENTO DO REFRIGERANTE ATRAVÉS DO TUBO CAPILAR

O escoamento no interior de um tubo capilar é bastante complexo, já que o “*flashing*” ou evaporação por perda de carga difere dos escoamentos com mudança de fase tradicionais (evaporação e condensação). Geralmente, o refrigerante entra no capilar na condição de líquido subresfriado e vai tendo sua pressão reduzida por efeitos do atrito viscoso. O regime de escoamento persiste até o refrigerante atingir a condição de saturação. Este ponto, chamado “*flashing point*”, é caracterizado pelo início da vaporização do fluido, dando origem a um escoamento bifásico. Nesta região, além do atrito, a aceleração do fluido tem influência direta na perda de pressão ao longo do tubo capilar.

O processo ideal que ocorre no tubo capilar é considerado usualmente como um processo isoentálpico. Isto, a rigor, não é verdade, pois ocorre uma diminuição da entalpia devido ao efeito de aceleração do fluido, mas, quando considerado o ciclo como um todo, isto passa a ter pouco efeito. No entanto, um estudo mais profundo do escoamento de refrigerantes nos tubos capilares mostra a existência de dois fenômenos, muito importantes na operação dos tubos capilares e que são relevantes para a modelagem e simulação do escoamento. O primeiro, é a possibilidade de atraso da vaporização, fenômeno conhecido como *metaestabilidade* e o segundo, a possibilidade de se atingir a condição crítica de escoamento (*escoamento bloqueado*), na saída do tubo capilar, fenômenos que, quando desconsiderados, podem ocasionar erros grosseiros no projeto do tubo capilar. Nas próximas seções estes assuntos serão abordados com maior profundidade e, no capítulo 4, serão apresentadas as hipóteses adotadas para a elaboração do modelo matemático.



Na Fig. (2.3) apresenta-se o escoamento típico ao longo de um tubo capilar adiabático, onde são mostrados os perfis de temperatura e pressão na ausência de atraso na vaporização. A partir da pressão de entrada do tubo capilar (ponto 1), a pressão decresce linearmente até atingir a pressão de saturação para a temperatura de entrada. No ponto 2, inicia-se o processo de mudança de fase do refrigerante, sendo que de 2 até 4, temos as condições de saturação, no caso do refrigerante se encontrar na condição de mistura bifásica em equilíbrio termodinâmico. A condição crítica pode ocorrer na seção 4, na saída do tubo capilar se a velocidade sônica for atingida.

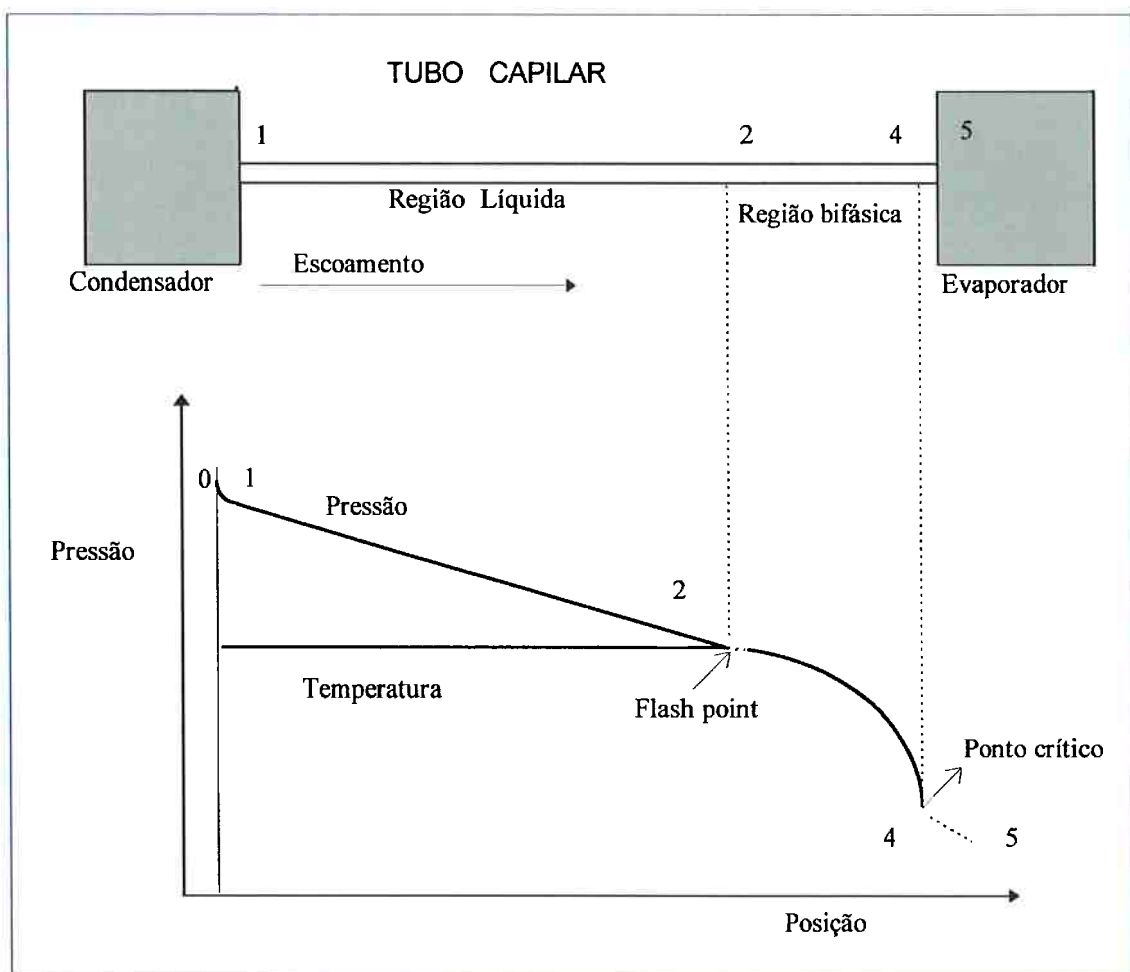


Figura 2.3 Escoamento típico ao longo de um tubo capilar adiabático.

### **2.2.1 Mudança de Fase no Tubo Capilar**

O processo de mudança de fase, que acontece no interior do tubo capilar, onde o refrigerante muda de líquido para mistura líquido-vapor é chamado de processo “*flashing*”, na literatura inglesa. O termo “*flashing*” é normalmente usado para descrever a formação de vapor causada por redução de pressão, já o termo “*boiling*” refere-se à formação de vapor como resultado da adição de calor. A maior parte dos autores adotam em suas análises o escoamento bifásico no interior dos tubos capilares como sendo *homogêneo*. Este tipo de escoamento é geralmente descrito como uma distribuição homogênea de bolhas dispersas no líquido, se desenvolvendo à medida que o refrigerante escoava através do tubo capilar.

O processo de mudança de fase do refrigerante tem início no ponto onde a pressão é igual à pressão de saturação para a temperatura do refrigerante, com as fases líquido e vapor em equilíbrio termodinâmico. No entanto, quando o refrigerante entra no tubo capilar na fase líquida, foi constatado experimentalmente (*Mikol, 1963 e Li et al. 1991*) que este processo de vaporização não ocorre com equilíbrio termodinâmico, existindo um *atraso* no início da vaporização, originando uma região de líquido superaquecido. Isto se deve à ocorrência de vários fenômenos, como nucleação de bolhas e condições de não equilíbrio, fenômenos pouco conhecidos e difíceis de equacionar em vista do grande número de variáveis envolvidas.

*Koizumi e Yokoyama (1980)* realizaram experiências com refrigerante HCFC-22, utilizando um tubo capilar de vidro, com diâmetro de 1,0mm e comprimento de 1,5m. Os autores relatam que o escoamento bifásico se inicia pela formação de

minúsculas bolhas junto à parede, crescendo e coalescendo, à medida que o escoamento se desenvolve. Também, observaram na região bifásica um grande número de bolhas dispersas no líquido com diâmetros aproximados de  $6 \times 10^{-2}$  mm que designaram de escoamento homogêneo. Logicamente, o processo de formação de bolhas deve ocorrer de maneira semelhante, quando o tubo capilar é não adiabático, sempre sendo influenciado, de alguma maneira, pela troca de calor com a linha de sucção, fazendo com que o título do refrigerante na saída do tubo capilar seja menor, originando, assim, uma diminuição na velocidade da mistura líquido-vapor e, conseqüentemente, na pressão crítica na saída do tubo capilar.

O modelo de simulação, descrito no capítulo 4, mostra o equacionamento desta região, considerando o refrigerante na entrada do tubo capilar, como líquido subresfriado e analisa o escoamento bifásico no interior do tubo capilar utilizando dois modelos: o modelo de fases separadas e o modelo homogêneo. A principal diferença no tratamento dos dois modelos está em considerar o deslizamento entre as duas fases, ou seja cada fase está a uma velocidade média diferente.

Para um estudo mais detalhado, optou-se por dividir o escoamento ao longo do tubo capilar em quatro regiões, como mostrado na Fig. (2.4). Na região I, temos a existência de líquido subresfriado; na região II, o líquido metaestável se encontra superaquecido; na região III, mistura bifásica metaestável em não equilíbrio, e, finalmente, na região IV, mistura bifásica em equilíbrio termodinâmico.

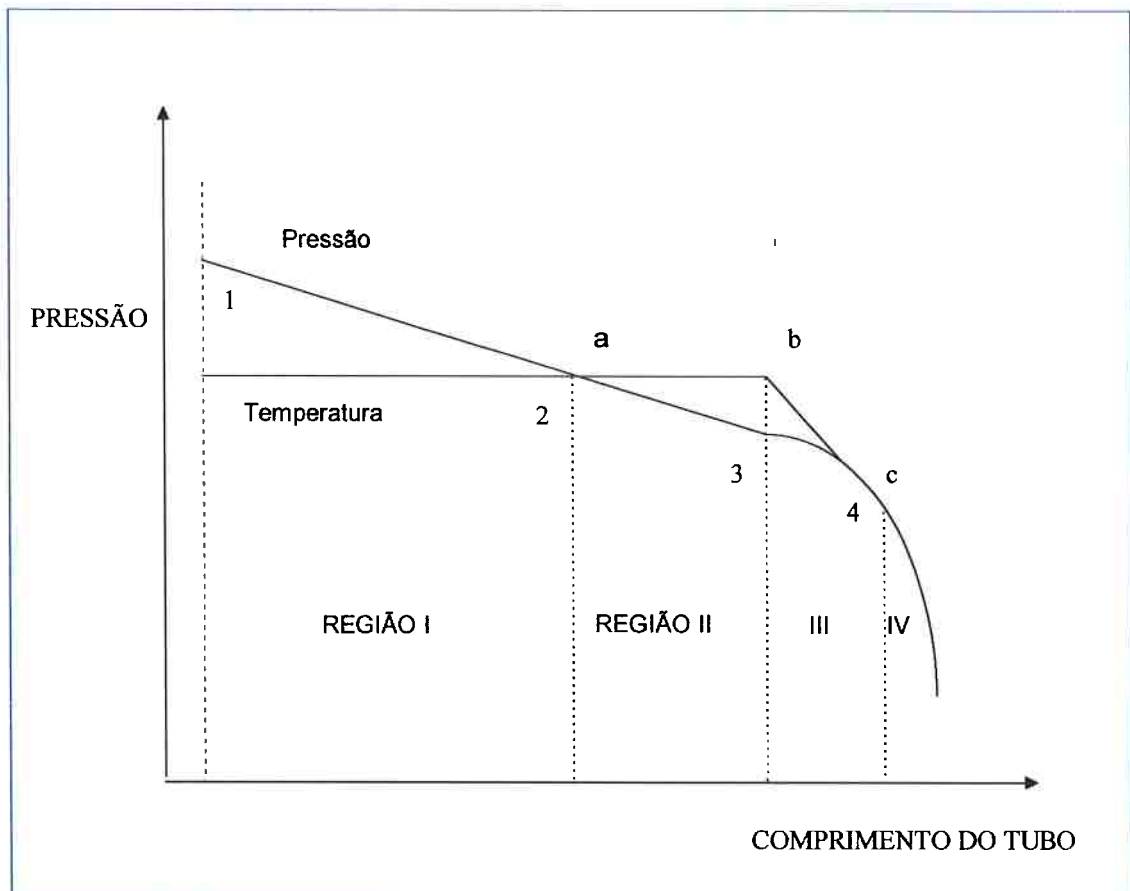


Figura 2.4 . Perfil de pressão com atraso na vaporização

REGIÃO I	Líquido subresfriado, fase líquida
REGIÃO II	Região metaestável, fase líquida
REGIÃO III	Região metaestável, fase líquido-vapor (bifásica)
REGIÃO IV	Equilíbrio termodinâmico, região bifásica

### 2.2.2 Metaestabilidade

Considera-se, para o caso ideal, que a mudança de fase do refrigerante, no interior do tubo capilar, tem início no ponto onde a pressão é igual à pressão de saturação para a temperatura do refrigerante. No entanto, o processo de vaporização não ocorre em equilíbrio termodinâmico, existindo um atraso no início de vaporização, originando uma região de líquido superaquecido, que resulta em um escoamento em não equilíbrio termodinâmico entre as fases líquido e vapor. Estudos experimentais analisando o escoamento no interior do tubo capilar mostram a existência deste fenômeno (*Mikol, 1963 ; Koizumi e Yokoyama, 1980 ; Kuijpers e Janssen, 1983 e Li et al., 1991*).

O esquema do atraso da vaporização é mostrado na Fig. (2.4). A interseção das linhas de pressão e temperatura, no desenho, seria o ponto teórico de início da vaporização, mas de fato, ela não ocorre no ponto 2. O refrigerante continua na fase líquida, até o ponto 3, no qual a temperatura de saturação começa a decrescer e o processo de mudança de fase tem início. A região II, compreendida entre o ponto *a*, onde o processo de mudança de fase deveria iniciar, e o ponto *b*, onde realmente começa a mudança de fase, é chamada de região de líquido superaquecido. Na região III, do ponto *b* até o ponto *c*, o escoamento teoricamente, não apresenta equilíbrio termodinâmico entre as fases, o que ocorre só após o ponto *c*, já na região IV. A análise realizada considera o caso de tubos capilares adiabáticos.

### 2.2.3 Condições Críticas do Escoamento

Usualmente nas faixas de operação de refrigeração, acontecem condições críticas de escoamento (velocidade sônica na saída do tubo). A existência do escoamento crítico, também chamado de escoamento bloqueado, foi verificada em diversos trabalhos experimentais (*Mikol, 1963 e Schultz, 1988*). Para uma dada pressão de entrada, no tubo capilar (pressão de condensação), a vazão de refrigerante aumenta à medida que diminui a pressão de evaporação, até um determinado valor, para o qual a vazão se torna insensível à variação desta pressão de evaporação. A condição de *blocagem* do escoamento determina, então, a máxima vazão de refrigerante que pode escoar pelo tubo capilar. A Fig. (2.5) mostra a vazão mássica como função da pressão de evaporação. Para valores de pressão abaixo da pressão crítica ( $P_c$ ), a vazão de refrigerante permanece constante, e, nesta condição, o fluxo é definido como bloqueado. Como a vazão tem influência direta na capacidade de refrigeração e no desempenho do sistema o estudo deste fenômeno torna-se muito importante.

A descontinuidade de pressão entre a seção de saída do tubo capilar e o reservatório de descarga ocasionam o possível aparecimento de ondas de expansão, na seção de saída. O escoamento do fluido refrigerante, através do tubo capilar adiabático, pode ser modelado como escoamento de *Fanno*, pelo fato do tubo capilar possuir uma área constante e ser relevante o atrito viscoso.

Assim, o limite da vazão mássica será determinado para um comprimento do tubo capilar quando a pressão crítica, ou a velocidade sônica é atingida na saída do

tubo. Portanto, pressões de evaporação menores do que a pressão crítica não tem influência na vazão mássica.

Para o tubo capilar não adiabático, onde ocorre uma troca de calor do fluido escoando no tubo capilar com o fluido que passa pela linha de sucção, o fenômeno físico é semelhante, porém o escoamento seria modelado como uma combinação do escoamento de *Fanno* e o escoamento de *Rayleigh*. *Pate e Tree (1987)* apresentam resultados experimentais, onde verificam a existência de escoamento bloqueado na saída do tubos capilares não adiabáticos.

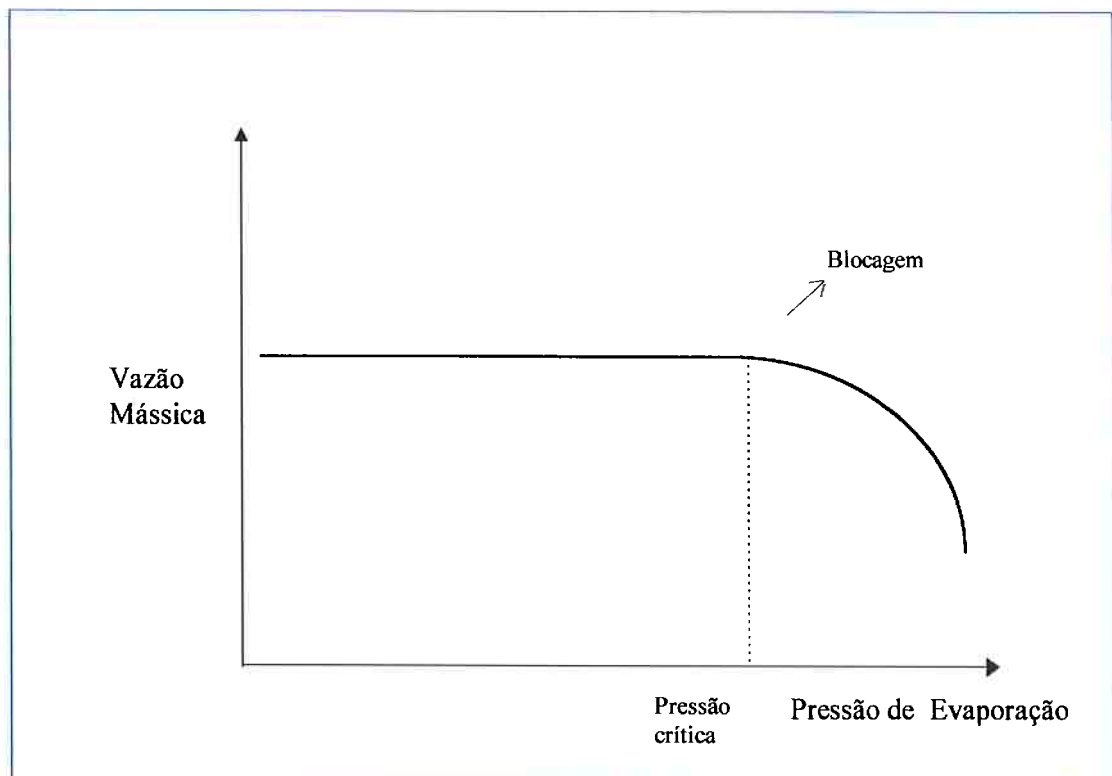


Figura 2.5 Condição de bloqueio para a vazão mássica em função da pressão de evaporação.

---

## 2.3 OS REFRIGERANTES NATURAIS

Na atualidade, para a maioria das aplicações em refrigeração, o R-134a e algumas misturas como o R-152a, R-404, e o R-407C, são os principais substitutos do R-12 e do R-22. No entanto, os altos custos, os cuidados no manuseio e na manutenção e os problemas ambientais causados à camada de ozônio requerem a avaliação experimental do desempenho de tubos capilares com os chamados refrigerantes “naturais” (R-290, R-600a, Amônia e  $\text{CO}_2$ ), que se apresentam como alternativas potenciais para os próximos anos. Os hidrocarbonetos propano (R-290) e isobutano (R-600a), em particular, têm sido utilizados como fluidos de trabalho em grandes plantas de refrigeração na indústria petroquímica. O propano (R-290) têm excelentes propriedades termodinâmicas, uma vez que, sua menor massa molecular proporciona uma perda de pressão no sistema, muito menor que os refrigerantes halocarbonados. As características de transferência de calor também são muito melhores que os CFC's e os HCFC's, sendo compatíveis com os materiais dos equipamentos de refrigeração e com os óleos lubrificantes do compressor utilizados com os refrigerantes tradicionais. A Tab. (2.1) fornece uma comparação da faixa de aplicação dos refrigerantes naturais com os CFC's.

Uma importante aplicação para os hidrocarbonetos, num futuro imediato, é a utilização como refrigerante alternativo aos CFC's nos sistemas de pequeno porte, tais como refrigeradores e aparelhos de ar condicionado. Na Europa, e principalmente na Alemanha, 90% da produção de refrigeradores utilizam o R-600a como fluido refrigerante. No momento, existe uma restrição para seu uso mais generalizado nos EUA, devido aos problemas de inflamabilidade, mas, tecnicamente, o perigo apresentado pelo isobutano, nos sistemas de pequeno porte é mais um problema regulamentar do que



tecnológico. O conteúdo máximo presente em sistemas de pequeno porte é menor de 30g, sendo que o limite mínimo para apresentar perigo em ambientes residenciais fechados é acima de 150g (*Duvinil 1995*).

Quanto ao  $\text{CO}_2$ , seria o refrigerante ideal, já que apresenta inúmeras vantagens, em relação aos demais refrigerantes, tais como razão de compressão muito reduzida, completa compatibilidade com os materiais do sistema e com os óleos lubrificantes, elevada disponibilidade, simples operação e serviço e, principalmente, custo muito baixo. A efetiva aplicação do  $\text{CO}_2$  em refrigeração e ar condicionado depende do desenvolvimento de métodos apropriados para conseguir um compressor altamente eficiente, operando perto ou acima do *ponto crítico* (*Cohen e Groll, 1996*). Diversos sistemas para resolver este problema e explorar as possibilidades deste refrigerante foram pesquisados nos últimos anos (*Lorentzen, 1994*). O sucesso do  $\text{CO}_2$  como refrigerante nestas aplicações depende atualmente do resultado de várias atividades de pesquisa que estão se desenvolvendo, principalmente na Europa.

Tabela 2.1 Comparação da faixa de aplicação dos refrigerantes “naturais” com os CFC's

Ar Condicionado Automotivo	Refrigeração Doméstica	Ar Condicionado Residencial	Refrigeração Comercial	Grandes equipamentos Ar condicionado
CFC-12 HFC-134a HC-600a				
HCFC-22, HFC-134a, HC-290				
Refrigerantes naturais ( Amônia, Hidrocarbonetos, $\text{CO}_2$ )				

---

## 2.4 O ÓLEO LUBRIFICANTE NO DESEMPENHO DOS TUBOS CAPILARES

Nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor o fluido que circula no sistema é uma mistura de refrigerante e óleo, contudo, a maioria dos projetos de trocadores de calor e tubos capilares em sistemas de refrigeração, são realizados supondo que o refrigerante escoar no sistema sem a presença de óleo lubrificante. No ciclo de refrigeração a contaminação do refrigerante pelo óleo de lubrificação ocorre no estágio de compressão, quando o fluido refrigerante se encontra no estado vapor, formando uma mistura homogênea devido a sua boa solubilidade. O óleo lubrificante é arrastado pelo refrigerante, passando pelo condensador e depois pelo tubo capilar. A presença de óleo, em mistura com o fluido refrigerante, influencia o desempenho do tubo capilar, não apenas, em virtude dos depósitos que potencialmente poderiam se formar, mas e principalmente, tem efeito sobre a perda de carga no tubo capilar alterando a vazão de refrigerante, mudando a posição do início de vaporização (*“flash point”*) e as condições de blocagem do escoamento, isto devido, principalmente, às mudanças nas propriedades termodinâmicas e de transporte do refrigerante com a adição de óleo.

Devido a sua importância nos sistemas de compressão a vapor, os óleos lubrificantes para refrigeração recebem tratamento especial dependendo da faixa de aplicação. Sua seleção envolve uma série de fatores que devem ser considerados, tais como: projeto do compressor e parâmetros de operação (altas e baixas pressões e temperaturas). A concentração de óleo lubrificante no sistema altera, também, as propriedades termodinâmicas e termofísicas da mistura refrigerante-óleo (pressão de saturação, viscosidade, condutividade térmica, tensão superficial e outras), afetando a queda de pressão e o coeficiente de transferência de calor. De acordo com *Pate (1988)*,

a fração de óleo que escoar no sistema, oriunda do compressor, varia 3% e 5% para sistemas que não possuem separador de óleo, como é o caso dos refrigeradores domésticos e aparelhos de ar condicionado. A Tab. (2.2) mostra algumas das aplicações dos diferentes óleos de lubrificação com os respectivos refrigerantes.

Os trabalhos de *Bolstad e Jordan (1948)*, *Witacre et al. (1963)* e *Wijaya (1991)* são algumas das referências encontradas na literatura que abordam este assunto. Para os refrigerantes “naturais”, *Meyer (1993)* e *Spauschus et al. (1994)*, realizaram experiências para verificar a compatibilidade dos principais óleos lubrificantes quando utilizados com os hidrocarbonetos propano e isobutano. Pesquisas continuam sendo realizadas nesta área, devido à importância da influência dos óleos lubrificantes no desempenho do sistema de compressão de vapor.

Tabela 2.2 Principais óleos lubrificantes e sua utilização com os respectivos refrigerantes.

	MINERAL	ALQUIBENZENO	BRANCO	PARAFÍNICO	POLIÉSTER
CFC's	●	●		●	
HCFC-22	●	●	●		
HCFC's		●			
HFC's					●
HC's	●				

## Capítulo 3

---

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Tendo em vista o grande número de trabalhos publicados nos últimos 50 anos, esta revisão seguirá, na medida do possível, uma ordem cronológica. Como a modelagem e a análise experimental deste trabalho envolvem vários assuntos paralelos e muitos deles ainda inéditos aos tubos capilares, como exemplos: a metaestabilidade, a mistura refrigerante-óleo, os refrigerantes naturais e modelos de não equilíbrio; a revisão será completada no decorrer do trabalho à medida que estes tópicos sejam abordados. Cabe ressaltar, também, que a maioria dos trabalhos publicados, referem-se a tubos capilares adiabáticos com refrigerantes R-12 e R-22, embora nestes últimos anos, tenham sido publicados vários trabalhos experimentais considerando os tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos operando com R-134a. A respeito do efeito do óleo lubrificante e da utilização dos chamados refrigerantes naturais, como o propano e o isobutano, são pouquíssimos os trabalhos encontrados na literatura. Para concluir, no final da revisão, é apresentada uma sinopse dos principais trabalhos, de maneira a enfatizar e sintetizar de forma clara as informações e particularidades dos principais trabalhos publicados.

**Swart (1946)** foi o primeiro a apresentar resultados experimentais sobre tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. O autor mostrou o perfil de pressão linear para refrigerante na condição de líquido subresfriado e variação exponencial na região bifásica, concentrando seus estudos na termodinâmica do fenômeno, para demonstrar o melhor desempenho do uso de tubos capilares não adiabáticos (tubo-linha de sucção), quando comparados com os tubos capilares adiabáticos. Apresenta um procedimento de cálculo simples para o projeto inicial de tubos capilares não adiabáticos utilizando constantes empíricas e resultados de testes com refrigerante R-12 escoando em tubos capilares de diâmetro de 1,07mm e comprimentos de 2,134m e 2,743m. Também apresenta o perfil de pressão ao longo do tubo capilar com e sem trocador de calor, mas não dá informações acerca da construção da unidade experimental.

**Staebler (1948)** realizou testes em sistemas de refrigeração utilizando tubos capilares e constatou que a capacidade de refrigeração pode ser incrementada em até 35% soldando o tubo capilar à linha de sucção formando o trocador de calor. O autor recomenda um comprimento de trocador de calor de pelo menos 1,219m para estes sistemas. O método proposto para o dimensionamento é baseado no conceito de balanço de capacidade (*capacity balance*) entre a vazão de refrigerante, escoando pelo tubo capilar e a vazão de refrigerante descarregado pelo compressor, sempre considerando que, o sistema de refrigeração estará operando na condição de balanço de capacidade, quando a resistência ao escoamento no tubo capilar for suficiente para manter um selo de refrigerante líquido na sua entrada, sem que haja retorno de líquido para o condensador. O autor também apresentou cartas baseadas na união da capacidade do compressor com a resistência do tubo capilar não adiabático, com

refrigerantes R-12 e R-22, porém estas cartas não fazem referência à geometria da linha de sucção.

**Bolstad e Jordan (1948)** realizaram um dos primeiros trabalhos sobre o escoamento em tubos capilares não adiabáticos. Os autores procuraram combinar um detalhado levantamento experimental com uma modelagem matemática aplicada ao R-12. Foram testados tubos capilares com diferentes diâmetros, comprimentos e pressões de entrada. Os autores utilizaram medidores de pressão e termopares ao longo do comprimento do tubo e apresentam as incertezas nos dados obtidos. A temperatura de mudança de fase foi introduzida, como um parâmetro de análise, e a temperatura de início de vaporização foi obtida através da medição das temperaturas. O modelo matemático apresentado é baseado no escoamento homogêneo. É assumido um fator de atrito constante no modelo e os autores estudaram qualitativamente os efeitos do óleo lubrificante no escoamento, encontrando um incremento na vazão mássica, devido a um decréscimo da pressão de saturação do refrigerante por conta do óleo.

**Marcy (1949)** apresenta uma técnica para a seleção de tubos capilares adiabáticos. O esquema envolve a integração gráfica da equação de *Fanning* para a queda de pressão por atrito e admite que a rugosidade é a mesma para todos os tubos capilares, desde que, o processo de fabricação seja o de extrusão. Para a região bifásica, o autor admite escoamento homogêneo, mas no cálculo do número de Reynolds, considera a viscosidade do líquido, que não é a mais adequada, do ponto de vista da teoria do escoamento bifásico. O autor encontra uma boa concordância com os dados experimentais para R-12.

**Hopkins (1950)** apresentou um trabalho que posteriormente formaram as bases das cartas para o projeto e seleção de tubos capilares da ASHRAE. O método envolve a integração gráfica das equações de conservação da quantidade de movimento, utilizadas por **Bolstad e Jordan (1948)**. O autor assume expansão isoentálpica e escoamento homogêneo, para o cálculo do título na saída do tubo, junto com as cartas para o R-12 e R-22 o autor fornece cartas para calcular a pressão para as condições sônicas na saída do tubo capilar.

**Prosek (1953)** apresentou um trabalho que envolve a seleção de tubos capilares adiabáticos na forma de cartas. Os diagramas para seleção de comprimento dos tubos capilares são dados como função da vazão mássica, do diâmetro nominal e da temperatura de condensação. Cartas para correção das diferentes temperaturas de condensação e diâmetros de tubos também são fornecidas. O autor ressalta que os diagramas foram construídos para a seleção do comprimento correto e não do comprimento ótimo. Ao contrário do comprimento ótimo, que leva em conta apenas um ponto de operação do sistema, o comprimento correto foi definido como uma combinação do comprimento e do diâmetro, que proporcionou o melhor desempenho global do ciclo, na faixa de operação desejada.

**Cooper et al. (1957)** fornecem uma descrição detalhada dos regimes de escoamento bifásicos num tubo capilar de vidro, descrevendo o regime de escoamento como do tipo “névoa”. Os autores encontram, também, que a localização do início da vaporização no tubo capilar de vidro é muito instável para as mudanças nas condições de carga. O início da vaporização ou *flashing point* é conseguido inserindo um arame no

tubo de vidro, de forma a simular o atrito. Nas experiências, foi observado que a região de escoamento líquido era maior que a esperada (região de líquido superaquecido), e concluíram que ocorre um atraso no início da vaporização. Um estudo paramétrico foi apresentado, ilustrando o efeito do subresfriamento, da pressão de entrada, do diâmetro e do comprimento do tubo sobre a magnitude do comprimento metaestável (*delay length*). Os resultados obtidos mostraram que, o atraso aumenta com o decréscimo do diâmetro interno, com o incremento da pressão de entrada e do subresfriamento. Foi assumido, também, um fator de atrito constante e o número de Reynolds foi calculado utilizando o título médio como função das fases líquido e vapor.

*Whitesel (1957)* propõe fórmulas algébricas para seleção do desempenho de tubos capilares adiabáticos, desenvolvendo modelos que dispensam a integração numérica de equações diferenciais. Junto com o trabalho de *Hopkins (1950)*, este trabalho forma a base do desenvolvimento e elaboração do método ASHRAE para seleção de tubos capilares adiabáticos. No modelo, o autor apresentou uma detalhada formulação matemática sobre as fases líquida e vapor nos tubos capilares, assumindo a existência de escoamento do tipo “slug” que simplifica grandemente os cálculos realizados. O modelo assume expansão isoentálpica e o fator de atrito foi calculado para cada uma das fases escoando separadamente, corrigido por uma constante empírica, determinada experimentalmente.

*Whitacre et al. (1963)* realizaram experiências com CFC-12 em tubos capilares de diâmetro de 0,711mm para várias condições de subresfriamento e títulos de entrada. O efeito do óleo sobre o desempenho de tubos capilares também foi analisado. Os



autores encontraram um aumento de 8% na vazão mássica, para concentrações altas de óleo, e afirmam que a discrepância dos resultados encontrados por *Bolstad e Jordan (1949)* se devem, principalmente, à solubilidade do óleo no refrigerante.

*Mikol (1963)* apresentou um estudo experimental sobre o escoamento bifásico em tubos capilares adiabáticos. No trabalho são descritos os cuidados tomados com as medições de pressão, para que o escoamento não seja afetado. O autor conclui que, tubos de cobre não podem ser considerados lisos para estudos de fator de atrito, sendo necessário um método adequado para avaliação da rugosidade relativa. O efeito da metaestabilidade se encontra presente em todas as experiências envolvidas, representando uma restrição para o projeto, devido ao pouco conhecimento do fenômeno. A respeito da blocagem, o autor considera adequado o tratamento do escoamento bifásico como um escoamento monofásico, compressível, onde a velocidade sônica do escoamento seria o indicativo da condição crítica.

*Erth (1969)* sustenta que a região de escoamento, onde acontece a metaestabilidade, é uma anomalia produzida em experiências de laboratório, resultado diferente em relação a grande maioria das experiências realizadas por outros autores, que encontram a metaestabilidade em todas as experiências realizadas com tubos capilares. No trabalho foi proposta uma correlação melhorada para o fator de atrito bifásico, desenvolvida experimentalmente a partir do modelo bifásico unidimensional realizado por *Whitesel (1957)*.

**Koizumi e Yokoyama (1980)** realizaram um trabalho experimental, onde são utilizados tubos de vidro para visualização do escoamento com R-22. Os autores concluem que o escoamento é do tipo homogêneo, envolvendo um grande número de bolhas dispersas. A medição da distribuição das temperaturas e pressões, ao longo do tubo capilar adiabático, foi realizada com a finalidade de analisar o atraso da vaporização. Os resultados encontrados para diferentes vazões mássicas e subresfriamentos, mostram que o atraso da vaporização aumenta com o incremento da perda de pressão por unidade de comprimento, na região líquida. Também foi desenvolvido um método analítico utilizado para calcular o comprimento do tubo capilar, integrando a equação da quantidade de movimento, para o escoamento bifásico, somado a uma correlação para determinação do local do início da vaporização. Segundo os autores, com a determinação correta do início da vaporização, seria possível estimar corretamente o comprimento do tubo capilar para várias condições de operação.

**Sweedyk (1981)** apresenta um trabalho experimental que aborda aspectos importantes no projeto de tubos capilares, como a influência de rugosidade interna e a tolerância do diâmetro interno. Foram testadas duas unidades de ar condicionado com R-22, sendo utilizados tubos capilares do mesmo diâmetro, mas de diferentes rugosidades, verificando-se diferenças da ordem de 20% na carga do sistema.

**Goldstein (1981)** apresentou um modelo matemático para a simulação de tubos capilares adiabáticos, usando um processo de integração das equações de conservação, baseado no método das diferenças finitas. O modelo não considera o atraso de vaporização e assume escoamento homogêneo na região bifásica. O trabalho apresenta

também uma forma de obter o balanceamento de um sistema de refrigeração com tubo capilar, admitindo inicialmente, a vazão mássica e a pressão de entrada; e o balanceamento será obtido quando o compressor apresentar a mesma vazão para as pressões de entrada e saída. Diagramas de fluxo mostram o desenvolvimento computacional e a seqüência de cálculo. Os resultados apresentados pelo modelo de simulação não foram comparados com resultados experimentais.

*Kuijpers e Jansen (1983)* apresentam um trabalho teórico-experimental, onde é analisada a influência da metaestabilidade nos tubos capilares. O modelo teórico assume escoamento homogêneo, e as velocidades e temperaturas são calculadas através das equações de conservação. Para calcular a vazão mássica dado o comprimento, os autores utilizam um método iterativo admitindo a velocidade crítica do escoamento, como sendo a velocidade sônica da mistura homogênea. Para o cálculo da região de metaestabilidade, foi proposta uma relação que considera a diferença de pressão de saturação teórica e a pressão “real” do líquido, para as temperaturas de saturação correspondentes, considerando a fração de vazio do escoamento e um fator  $n$  encontrado experimentalmente. Os autores observaram que o atraso da vaporização diminui com o aumento do subresfriamento e aumenta com o incremento da pressão de entrada do tubo capilar. O efeito da turbulência também é levado em conta, considerando a velocidade real do escoamento. Medidas e cálculos realizados pelos autores mostram desvios entre 10% e 12%. Estes resultados encontrados, segundo os autores, mostram a influência da metaestabilidade sobre a vazão mássica do tubo capilar.

*Pate (1982)* desenvolveu uma extensa análise numérica e experimental em tubos capilares não adiabáticos com refrigerante R-12. A análise matemática assume o modelo homogêneo na região bifásica, e não considera a região de metaestabilidade. Para simplificar o procedimento computacional, o autor assume uma distribuição linear do título na região de troca de calor. Não foram obtidos dados experimentais que verificassem a existência de atraso do início da vaporização, mas, foi verificado que a parcela de perda de pressão que corresponde à aceleração é bem menor que a perda de pressão devido aos efeitos do atrito viscoso. Neste trabalho, o autor obteve correlações experimentais para o cálculo de fator de atrito nas regiões líquida e bifásica. Posteriormente, *Pate e Tree (1987)* analisaram as condições de escoamento bloqueado em tubos capilares não adiabáticos. Neste artigo, são mostrados os diferentes modelos teóricos existentes para modelar o escoamento crítico e, são feitas comparações com resultados experimentais, encontrados numa pequena faixa de valores. De acordo com os autores, as velocidades encontradas para o escoamento bloqueado na saída do tubo são consideravelmente menores que as velocidades sônicas, quando assumido o escoamento só de líquido ou somente de vapor para o R-12.

*Maczek et al. (1983)* apresentaram um modelo matemático para simulação de tubos capilares, cujo objetivo principal foi estudar o atraso de vaporização. O modelo foi baseado na teoria da nucleação e expansão de bolhas internamente ao líquido superaquecido. Os resultados obtidos com este modelo no cálculo do comprimento do tubo capilar, dada a vazão, pressão e subresfriamento foram comparados com dados experimentais, apresentando desvios em torno de 12%. Enquanto que, usando o modelo homogêneo, as diferenças variam em torno de 16%.

**Schultz (1985)** apresenta uma extensa revisão bibliográfica sobre tubos capilares até o ano de 1985. O autor mostra os diferentes trabalhos publicados na literatura, dando ênfase aos critérios de projeto para sistemas de refrigeração, destaca também, a determinação dos coeficientes de atrito, a influência da metaestabilidade no escoamento e as condições críticas na saída do tubo capilar. Num trabalho posterior, **Schultz (1988)** apresenta um modelo para calcular a pressão crítica da região bifásica, baseado nas medidas obtidas com R-12 e R-22 e algumas misturas não azeotrópicas. Coeficientes analíticos são determinados, demonstrando o comportamento diferente da mistura bifásica, quando atingida a velocidade do som. O autor mostra experimentalmente, que a velocidade do som para a mistura bifásica é menor que a velocidade de cada fase separadamente.

**Sami e Duong (1987)** desenvolveram um modelo de simulação de tubos capilares para o refrigerante R-22. As equações de conservação são resolvidas numericamente. No modelo, assume-se diâmetro interno constante e o cálculo do escoamento crítico é realizado considerando o diagrama entropia-entalpia (linha de Fanno) para estimar a máxima entropia associada com a pressão crítica. Os resultados são comparados com os resultados experimentais obtidos por **Koizumi e Yokoyama (1980)**.

**Kim (1987)** apresenta um método de cálculo iterativo para encontrar o comprimento do tubo capilar, baseado no modelo desenvolvido inicialmente por **Bolstad (1948)**. O programa calcula computacionalmente, o comprimento do tubo capilar, admitindo pequenas variações na temperatura, até atingir a pressão de evaporação ou as

condições críticas na saída do tubo, onde o comprimento apresenta valores negativos. No cálculo, o autor assume o escoamento como sendo uma mistura homogênea, fator de atrito médio no intervalo de temperatura analisado e não considera as perdas de pressão, ocasionadas pela mudança de seção na entrada e na saída do tubo capilar. O título do refrigerante foi encontrado através da equação de energia. De acordo com o autor, o programa apresenta bons resultados, quando comparados com os resultados fornecidos pela ASHRAE para as condições de operação simuladas.

*Kuehl e Goldschmidt (1990)* apresentaram os resultados de uma série de testes experimentais, realizados em tubos capilares adiabáticos com refrigerante R-22. Na experiência, foi utilizado um tubo capilar com diâmetro de 1,254mm e comprimento de 0,760m. Os autores estudaram experimentalmente os efeitos do subresfriamento, a rugosidade relativa e a região de líquido superaquecido, sendo os resultados comparados com as curvas fornecidas pela ASHRAE. Num trabalho posterior, *Kuehl e Goldschmidt (1991)* apresentam um modelo numérico de simulação de tubos capilares adiabáticos com R-22. As equações de conservação da massa, quantidade de movimento e de energia são integradas e resolvidas pelo método de Runge-Kutta de quarta ordem. A simulação começa com o líquido subresfriado na entrada do tubo capilar, onde o coeficiente de perda de carga,  $K$ , devido a mudança de área na entrada de tubo capilar, assume um valor médio de 0,82. O modelo considera escoamento homogêneo, adiabático e isoentálpico na região bifásica. Para a viscosidade da mistura os autores utilizam a correlação proposta por *McAdams (1932)*. Os autores concluíram que existe uma dependência da metaestabilidade com as condições de operação e a rugosidade do tubo. Os resultados obtidos na simulação apresentam boa

concordância com os resultados experimentais, quando considerada a metaestabilidade, para casos onde o atraso de vaporização não é considerado, os resultados apresentam um erro considerável, que varia em torno de 25%. No artigo foi apresentado, também, uma revisão bibliográfica com os principais trabalhos publicados na literatura até 1991.

*Li et al. (1990)* estudaram experimentalmente o fenômeno do escoamento metaestável do refrigerante R-12, em tubos capilares de 1,5m de comprimento e diâmetros de 0,66mm e 1,17mm. Os autores confirmaram o atraso da vaporização e seu efeito sobre diversos parâmetros, tais como, a pressão de entrada, vazão mássica e pressão de saída. Foi verificado, também, que o incremento do diâmetro origina um decréscimo do escoamento metaestável na região líquida, fato atribuído as fortes flutuações de pressão devido a turbulência do escoamento dentro do tubo capilar. Os efeitos foram observados visualmente em tubos capilares de vidro. Para a condição crítica (escoamento bloqueado), as variações na pressão de saída não exercem influência na distribuição de pressões na região anterior ao ponto de início da vaporização.

*Chen et al. (1990)* propõem uma correlação para determinar a diferença entre a pressão termodinâmica de saturação e o início do ponto real de vaporização. O modelo foi baseado na teoria da nucleação, e a correlação proposta, considera parâmetros como a rugosidade do tubo capilar, a turbulência, e a não uniformidade na formação de bolhas como efeitos externos ao fenômeno que são expressos através de um fator  $\phi$ . O erro médio envolvido é da ordem de 26%, quando comparado com resultados experimentais.

*Lin et al. (1991)* investigaram experimentalmente a perda de pressão durante a vaporização de refrigerante R-12 ao longo de tubos capilares. Propuseram um modelo para determinar o fator de atrito local, considerando a rugosidade do tubo capilar. Este modelo foi baseado no método dos multiplicadores bifásicos, originalmente proposto por *Martinelli e Nelson (1948)*. Para o escoamento homogêneo, os autores propõem uma correlação modificada para a viscosidade da mistura bifásica, de forma que a variação do título ao longo do tubo capilar adiabático seja não linear.

*Li et al. (1991)* baseados nos trabalhos anteriores, apresentaram um modelo não homogêneo para a simulação numérica de tubos capilares adiabáticos. O modelo considera o atraso de vaporização e a variação da fração de vazio ao longo do tubo capilar. Os resultados obtidos são comparados com dados experimentais dos próprios autores e com os obtidos por *Mikol (1963)*, encontrando variações em torno de 7% para a vazão mássica.

*Yan e Wang (1991)* apresentaram um modelo simplificado para simulação de tubos capilares não adiabáticos. Os autores adotaram um modelo físico de configuração lateral para o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, desprezando a troca de calor com o ambiente. As correlações apresentadas no modelo são pouco conhecidas e não são apresentadas referências ao respeito. Os resultados obtidos pelos autores mostram que variações na vazão de refrigerante podem ocasionar alterações no título.

*Wijaya (1991, 1992)* apresenta um dos primeiros trabalhos experimentais, onde são realizadas comparações sobre o desempenho de tubos capilares adiabáticos,



utilizando R-12 e R-134a. Foram medidas vazões mássicas de refrigerante para uma grande faixa de pressões de condensação e de subresfriamento, na entrada do tubo capilar. As diferenças de vazão mássicas calculadas para os dois fluidos são inferiores a 5%, mas as diferenças entre os dois fluidos tendem a aumentar com o comprimento do tubo capilar. No desenvolvimento do modelo matemático, o modelo homogêneo é utilizado para o escoamento bifásico e a equação de *Colebrook (1939)*, para o cálculo do fator de atrito na região líquida. O modelo não considera o atraso de vaporização. O trabalho também apresentou resultados experimentais com a mistura refrigerante-óleo, obtendo pequenas variações na vazão.

*Mello et al. (1994)* apresentaram dados experimentais para o escoamento em tubos capilares empregando R-12 e R-134a, como fluido de trabalho. São testados tubos com diferentes diâmetros, comprimentos e condições de operação. Quando comparados os dois refrigerantes, os autores verificaram que a vazão mássica é afetada pelo comprimento do tubo, pela pressão de condensação, diâmetro interno e pelo grau de subresfriamento. O efeito do comprimento e do diâmetro sobre a vazão mássica parece ser mais importante para o R-134a do que para o R-12. Ressaltam também a importância de medir corretamente o diâmetro interno devido a sua forte influência sobre a vazão mássica.

Dando continuidade a trabalhos anteriores, *Gonçalves e Mello (1995)* realizaram uma análise experimental do perfil de temperatura e pressão ao longo do tubo capilar, verificando que o R-12 e o R-134a geram a mesma vazão mássica na pressão de condensação, sendo que para o isobutano (R-600a) a vazão é consideravelmente menor.

*Mezavilla e Mello (1995)* apresentam um modelo de simulação para tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. O escoamento foi assumido homogêneo e não foi considerada a região de metaestabilidade. Para o fator de atrito na região líquida é utilizada a correlação de *Churchill (1977)*. No modelo de simulação foi considerado os tubos capilares não adiabáticos com trocador de calor, lateral e concêntrico. Os resultados obtidos são comparados com os valores fornecidos por *Peixoto (1994)* e *Dirik et al. (1994)*.

*Dirik et al. (1994)* apresentaram uma análise numérica e experimental com R-134a, referente a tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. A análise experimental considera as condições reais de operação dos tubos capilares nos refrigeradores domésticos, sendo utilizados diâmetros internos de 0,66mm e 0,80mm com diferentes rugosidades, e os resultados comparados com *Wijaya (1991)*. O modelo de simulação considera, também, o tubo capilar não adiabático concêntrico, sem considerar o efeito da metaestabilidade. O fator de atrito é calculado pela equação de *Colebrook (1939)* e o número de Reynolds da mistura é calculado para a viscosidade da mistura equivalente, através da equação de *McAdams (1932)*.

*Peixoto (1994)* desenvolveu uma extensa análise experimental, utilizando fluidos refrigerantes alternativos aos CFC's para tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. A unidade experimental construída utiliza uma bomba de diafragma, que permite a obtenção de escoamento de refrigerante puro através da seção de testes, evitando a contaminação com óleo de lubrificação do compressor. Foi medido, também, o perfil de temperatura ao longo do capilar e a vazão mássica. Os resultados experimentais para

tubos capilares não adiabáticos mostraram que, as vazões mássicas são superiores para refrigerante escoando pelo tubo capilar não adiabático concêntrico do que na configuração de tubos laterais. O autor desenvolveu, também, um modelo matemático que permite simular as trocas de calor existentes no tubo capilar não adiabático, onde as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia são resolvidas utilizando o programa aplicativo EES (*Engineering Equation Solver*). Para o cálculo do fator de atrito, o autor utilizou a correlação experimental proposta por *Pate (1982)*. O modelo não considera o atraso no início da vaporização e assume o modelo homogêneo para o escoamento na região bifásica.

*Escanes et al. (1994)* apresentaram uma coleção de cartas para a seleção preliminar de tubos capilares com R-12, R-22 e R-134a. Estas cartas foram elaboradas através de uma simulação numérica e os dados obtidos comparados com os resultados experimentais de outros autores. Na simulação, *Escanes et al. (1995)* foi assumido o modelo homogêneo considerando valor fixo para a rugosidade relativa. A correlação de *Churchill (1977)* foi empregada para o cálculo do fator de atrito sendo simuladas condições de escoamento crítico e não crítico. O modelo de simulação foi comparado com os resultados experimentais obtidos por *Mikol (1963)*.

*Wong et al. (1994)* desenvolveram um modelo de simulação para tubos capilares adiabáticos. A simulação é realizada considerando o modelo homogêneo com o refrigerante R-134a. Para o cálculo do fator de atrito, os autores utilizam o diagrama de *Moody*, expresso pela equação de *Colebrook (1939)*. São mostrados os efeitos de vários parâmetros sobre a vazão mássica, tais como, o diâmetro, rugosidade e o grau de

subresfriamento. Os resultados teóricos são comparados com os dados experimentais obtidos na literatura. Num trabalho posterior *Wong e Ooi (1995)* apresentam uma comparação das diferentes correlações propostas para calcular a viscosidade da mistura bifásica, utilizando o modelo homogêneo. Os resultados mostraram que o modelo homogêneo pode ser utilizado adequadamente para prever a distribuição de pressão ao longo do tubo capilar, e a correlação de *Dukler et al.(1964)* se mostrou a mais adequada, apresentando um erro médio de 4,27%. Uma comparação do desempenho de tubos capilares quando utilizado o modelo homogêneo e o modelo das fases separadas, foi realizada por *Wong e Ooi (1996)*. Na região bifásica do tubo capilar, os resultados mostraram que o modelo de fases separadas apresenta uma menor discrepância, quando comparado com o modelo homogêneo. Para calcular a razão de deslizamento entre as fases foi utilizada a correlação proposta por *Miropolskiy (1970)*. O modelo de simulação foi comparado com os resultados experimentais apresentados por *Lin et al.(1990)*.

*Yilmaz e Unal (1996)* desenvolveram equações analíticas simples para o projeto de capilares. O modelo assume escoamento homogêneo e considera o processo isoentálpico. Pequenas simplificações são propostas, de forma a equacionar o modelo para ser resolvido analiticamente. Os resultados obtidos para a vazão mássica são comparados com os obtidos na literatura, e de acordo aos resultados obtidos pelos autores, a vazão mássica apresenta valores 10% maiores quando comparados com as curvas fornecidas pela ASHRAE.

*Seixlack et al. (1996)* apresentaram um modelo numérico não homogêneo para simulação de tubos capilares adiabáticos. Para a região bifásica, os autores utilizam o modelo de dois fluidos, proposto por *Ishii e Boure (1976)*, que envolve as equações de conservação para cada fase separadamente, e assume não equilíbrio hidrodinâmico entre as fases. São considerados, também, três regimes de escoamento: bolhas, ondulado e anular. O modelo difere dos demais, principalmente devido ao enfoque bastante empírico adotado na interface líquido-vapor e no fenômeno de nucleação, assumindo um diâmetro médio das bolhas de  $2,5 \times 10^{-5}$  m e fração de vazio constante para cada regime de escoamento. Não é considerado o fenômeno da metaestabilidade e alguns resultados são comparados com as experiências realizadas pelos próprios autores.

*Bittle et al. (1995-a)* utilizaram o R-152a como possível alternativa ao R-12. Correlações são desenvolvidas para calcular a vazão mássica e o subresfriamento efetivo em trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. Devido ao grande número de variáveis envolvidas, que podem influenciar o desempenho do trocador de calor, são empregados métodos estatísticos na formulação e na redução dos dados. As correlações propostas são dadas em função de quatro variáveis que, estatisticamente, teriam maior influência no desempenho do trocador de calor. As variáveis seriam: a temperatura de condensação, o diâmetro do tubo, o comprimento do tubo capilar e o comprimento do trocador de calor (linha de sucção). O trabalho apresenta um enfoque diferente na forma de tratamento dos dados e mostra-se útil para avaliação com outros tipos de refrigerantes.

trocador de calor de tubo concêntrico. A bancada de testes foi construída utilizando o processo em batelada (*blow-down*), atualmente existente na EPUSP. O simulador numérico considera o atraso da vaporização, e também, a perda de pressão na entrada do tubo capilar, devido à mudança de seção. Para o cálculo do fator de atrito, a equação de **Colebrook (1939)** foi utilizada. O escoamento foi assumido como sendo homogêneo, mas o modelo permite uma variação para valores fixos da razão de deslizamento entre as fases entre 1,0 e 1,8 obtendo diferenças em torno de 10%. A bloqueagem considera somente o caso de refrigerante líquido, sendo caracterizada quando a variação da pressão com o comprimento se torna muito grande, isto é,  $\frac{dP}{dz} \rightarrow \infty$ . Os resultados experimentais mostraram que ocorre atraso de vaporização para tubos capilares não adiabáticos, contrariamente aos resultados encontrados por **Pate (1982)**. Para tubos capilares adiabáticos, o autor encontrou uma grande variação no superaquecimento à jusante, do ponto de início de vaporização e variação moderada à montante. As diferenças encontradas entre os resultados experimentais e o modelo de simulação se encontram em uma faixa de 5%, quando considerada a metaestabilidade, e em torno de 8%, quando não são considerados os efeitos do escoamento metaestável.

**Bansal e Rupasighe (1996)** desenvolveram um modelo empírico para calcular o desempenho de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos. O modelo se baseia na hipótese de que, o comprimento do tubo capilar é dependente de cinco variáveis principais, sendo estas: o diâmetro interno, a vazão mássica, a diferença de pressão entre o condensador e o evaporador, o subresfriamento do refrigerante e, finalmente, a rugosidade do tubo capilar. Os autores validaram o modelo com resultados experimentais encontrados na literatura, obtendo variações em torno de 8 % para tubos

capilares adiabáticos e não adiabáticos. Posteriormente, **Bansal e Rupasinghe (1998)** apresentaram um modelo de simulação que considera o escoamento homogêneo. O modelo considera a resolução numérica das equações de quantidade de movimento e da energia. Este modelo inclui os efeitos da queda de pressão na entrada do tubo capilar e os resultados concordam com dados experimentais para refrigerante R-134a.

**Bittle et al. (1998)** apresentam correlações adimensionais para encontrar a vazão mássica em tubos capilares adiabáticos. Estes parâmetros adimensionais são encontrados utilizando o teorema PI de *Buckingham*. As correlações encontradas são comparadas com dados experimentais, para os refrigerantes R-134a, R-410, e R-152a obtendo valores em torno de 20 % superiores para a vazão mássica.

**Meyer e Dunn (1998)** realizaram um estudo da vazão mássica em tubos capilares para R-22, onde a ênfase foi dada à natureza do escoamento metaestável. Segundo os autores a região metaestável é muito mais previsível do que normalmente se acreditava, de acordo com estudos anteriores reportados na literatura. Uma nova técnica de aquisição de dados, revela um efeito de *histerése* na vazão mássica, quando o nível de subresfriamento na entrada do capilar é incrementada ou diminuída. Estes resultados são atribuídos às variações no grau de subresfriamento. Para o subresfriamento decrescente foi observado um aumento da região metaestável.

**Sami e Tribes (1998)** desenvolveram um modelo numérico para tubos capilares adiabáticos utilizando refrigerantes alternativos como R-134a, e misturas R-404 e R-410. No modelo numérico as equações de conservação são resolvidas iterativamente

assumindo escoamento homogêneo. Os dados fornecidos pelo modelo foram comparados com resultados experimentais encontrados na literatura, com a finalidade de validar o modelo, já que não foi realizado um desenvolvimento experimental.

*Fiorelli et al. (1998)* apresentaram um modelo numérico melhorado do programa desenvolvido por *Peixoto (1994)*, utilizando o aplicativo EES. São testadas misturas alternativas ao R-22, especificamente o R-407C e 410A, comparando a vazão mássica de entrada com a temperatura de condensação, grau de subresfriamento e título na entrada, para uma dada geometria. Os resultados numéricos mostram que as vazões mássicas do refrigerante R-407C são 5% superiores do que as do R-22 e para o refrigerante R-410A, em torno de 30%. Num trabalho posterior, *Peixoto et al. (1998)* analisaram o desempenho de tubos capilares concêntricos não adiabáticos para as misturas R-401A, R-409 e uma mistura 50% de hidrocarbonetos HC-290 e HC-600a como substitutos do R-12. Os resultados mostraram que as misturas testadas apresentam capacidade de refrigeração maior que a do R-12. No caso da mistura propano-isobutano, a vazão mássica menor é compensada pela maior entalpia de vaporização.

Para finalizar, apresenta-se uma tabela com os principais trabalhos encontrados na literatura, com o objetivo de mostrar as particularidades de cada um.



Tabela 3.1 Resumo dos principais trabalhos encontrados na literatura em tubos capilares.

Autor (ano)	Adiabático. Não adiabático	Simulação Numérica	Análise Exp. Medidas	Tipo de Escoamento	Refrigerante
Swart (1946)	adiabático não adiabático	não	1,2	homogêneo	R-12
Bolstad et al. (1949)	não adiabático	não	1,2,3,5	homogêneo	R-12
Marcy (1949)	adiabático	não	1	homogêneo	R-12
Prosek (1953)	adiabático	não	1	homogêneo	Ar
Whitesel (1957)	adiabático	não	1	homogêneo	R-12, R-22
Cooper et al. (1957)	adiabático	não	,3,6,7	homogêneo	R-22
Whitacre et al. (1963)	adiabático	não	1,4,5	homogêneo	R-12
Mikol e Dudley (1964)	adiabático	não	1,2,3,6,7	homogêneo	R-12, R-22
Koizumi et al. (1980)	adiabático	sim	1,2,6,7	homogêneo	R-22
Pate (1982)	adiabático não adiabático	sim	1,2,3,7	homogêneo	R-12
Maczek et al. (1983)	adiabático	sim	1,2	não equilíbrio	R-12
Kuijpers et al. (1983)	adiabático	sim	1,3,7	não equilíbrio	R-12

1- Condições de entrada e saída; 2- Perfis de temperatura e pressão; 3- Escoamento ou pressão crítica; 4- Efeitos de resfriamento do tubo; 5- Efeitos do Óleo; 6- Estudos visuais; 7- Escoamento Metaestável.

Continuação...

Autor (ano)	Adiabático. Não adiabático	Simulação Numérica	Análise Exp. Medidas	Tipo de Escoamento	Refrigerante
Kuehl et al. (1991)	adiabático	sim	1,4,5,7	homogêneo	R-22
Li et al. (1991)	adiabático	sim	1,2,3,7	não equilíbrio	R-12
Wijaya (1991)	adiabático	sim	1,2,5	homogêneo	R-12, R-134a
Mello et al. (1994)	adiabático	sim	1,2,3,6	homogêneo	R-12, R-134a, 600a
Dirik et al. (1994)	adiabático	sim	1,2	homogêneo	R-134a
Peixoto (1994)	adiabático não adiabático	sim	1,2,4	homogêneo	R-134a
Wong e Ooi. (1995)	adiabático	sim	—	não homogêneo	R-134a
Bittle et al. (1996)	adiabático	sim	1,2,3	homogêneo	R-152a
Chang e Ro. (1996)	adiabático	sim	1,2,3,6,7	homogêneo	R-134a e misturas
Seixack et al. (1996)	adiabático	sim	—	não equilíbrio	R-134a.
Paiva (1996)	adiabático	sim	1,2,4,7	homogêneo	R-12, R-134a
Meyer e Dunn (1998)	adiabático	não	1,4,7	—	R-22

1- Condições de entrada e saída; 2- Perfis de temperatura e pressão; 3- Escoamento ou pressão crítica; 4- Efeitos de resfriamento do tubo; 5- Efeitos do Óleo; 6- Estudos visuais; 7- Escoamento Metaestável.

## Capítulo 4

---

# MODELO DE SIMULAÇÃO

A implementação do simulador numérico para o tubo capilar foi o ponto de partida para o desenvolvimento do trabalho experimental. Com este modelo algumas condições de operação foram simuladas ajudando, desta forma, a visualizar a dimensão da unidade laboratorial construída.

O simulador numérico inicia os cálculos do programa admitindo que na entrada do tubo capilar o refrigerante se encontra como líquido subresfriado. Para equacionar a região bifásica, considera-se dois modelos: o modelo de equilíbrio homogêneo e o modelo de fases separadas, este último, ainda pouco utilizado em vista da necessidade de informações experimentais acerca da fração de vazio e da razão de deslizamento ( $S$ ) entre as fases líquido e vapor. O modelo matemático considera também o fenômeno da metaestabilidade, que consiste no atraso do início da vaporização do fluido refrigerante.

O estudo numérico considerando os efeitos decorrentes da presença de óleo lubrificante nos tubos capilares representa uma contribuição, uma vez que, até a presente data, não foram encontrados trabalhos que apresentem um modelo que

#### 4.1 MODELO MATEMÁTICO PARA TUBO CAPILAR ADIABÁTICO

Para facilitar a modelagem matemática optou-se por dividir o tubo capilar em vários trechos, sendo o equacionamento realizado a partir do esquema mostrado na Fig. (4.1). Assim:

- O trecho (0-1) corresponde a perda de pressão devido à mudança de seção.
- O trecho (1-2) corresponde a região de líquido subresfriado escoando no capilar.
- A região de líquido superaquecido (metaestável) é mostrado no trecho (2-3).
- O trecho (3-4) corresponde à região do escoamento bifásico.
- No trecho (4-5) ocorre a queda de pressão devido à mudança de seção.

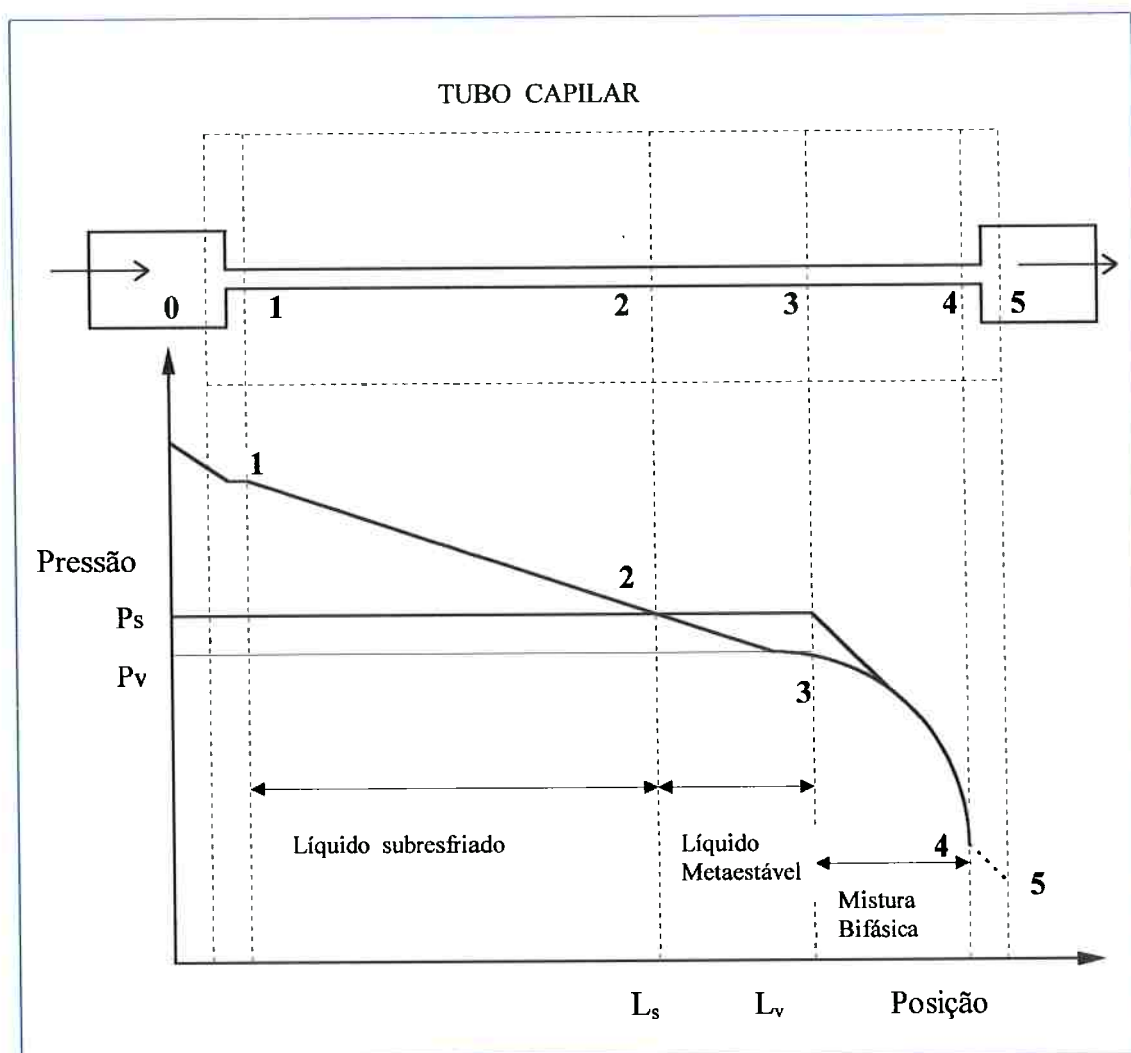


Figura 4.1 Divisão do tubo capilar adiabático em regiões para fins de simulação.

#### **4.1.1 Hipóteses Gerais para o Modelo**

Para equacionar o escoamento do refrigerante no interior do tubo capilar, considerando variáveis como a metaestabilidade e a mistura refrigerante-óleo, são necessárias algumas simplificações no equacionamento matemático. Portanto, as seguintes hipóteses foram admitidas para a elaboração do simulador:

- O tubo capilar é considerado na posição horizontal, sem curvas (reto), de área e rugosidade constante ao longo de cada seção;
- O escoamento é considerado unidimensional e em regime permanente;
- Considera-se o fluido refrigerante e a mistura refrigerante-óleo, quando no estado líquido, como incompressível;
- Para a região bifásica considera-se escoamento unidirecional e adiabático;
- Considera-se escoamento turbulento plenamente desenvolvido;
- A troca de calor do tubo capilar com o ambiente é considerada desprezível;
- A mistura refrigerante-óleo será considerada uma mistura homogênea e modelada como solução ideal;
- Considera-se que os componentes da mistura não reagem quimicamente.

Fenômenos como a metaestabilidade e a presença de óleo lubrificante são incluídos neste modelo matemático, respaldados em hipóteses adicionais devidamente explicadas ao longo da formulação do modelo.

#### 4.2 PERDA DE PRESSÃO NA MUDANÇA DE SEÇÃO (trecho 0-1)

Sendo o tubo capilar um componente do sistema de refrigeração, este encontra-se ligado a outras partes do sistema, como as linhas do condensador a montante e o evaporador a jusante. A conexão da linha do condensador com o tubo capilar determina a existência de uma brusca mudança de seção (0-1) na entrada do tubo capilar. Esta situação é ilustrada esquematicamente na Fig. (4.2).

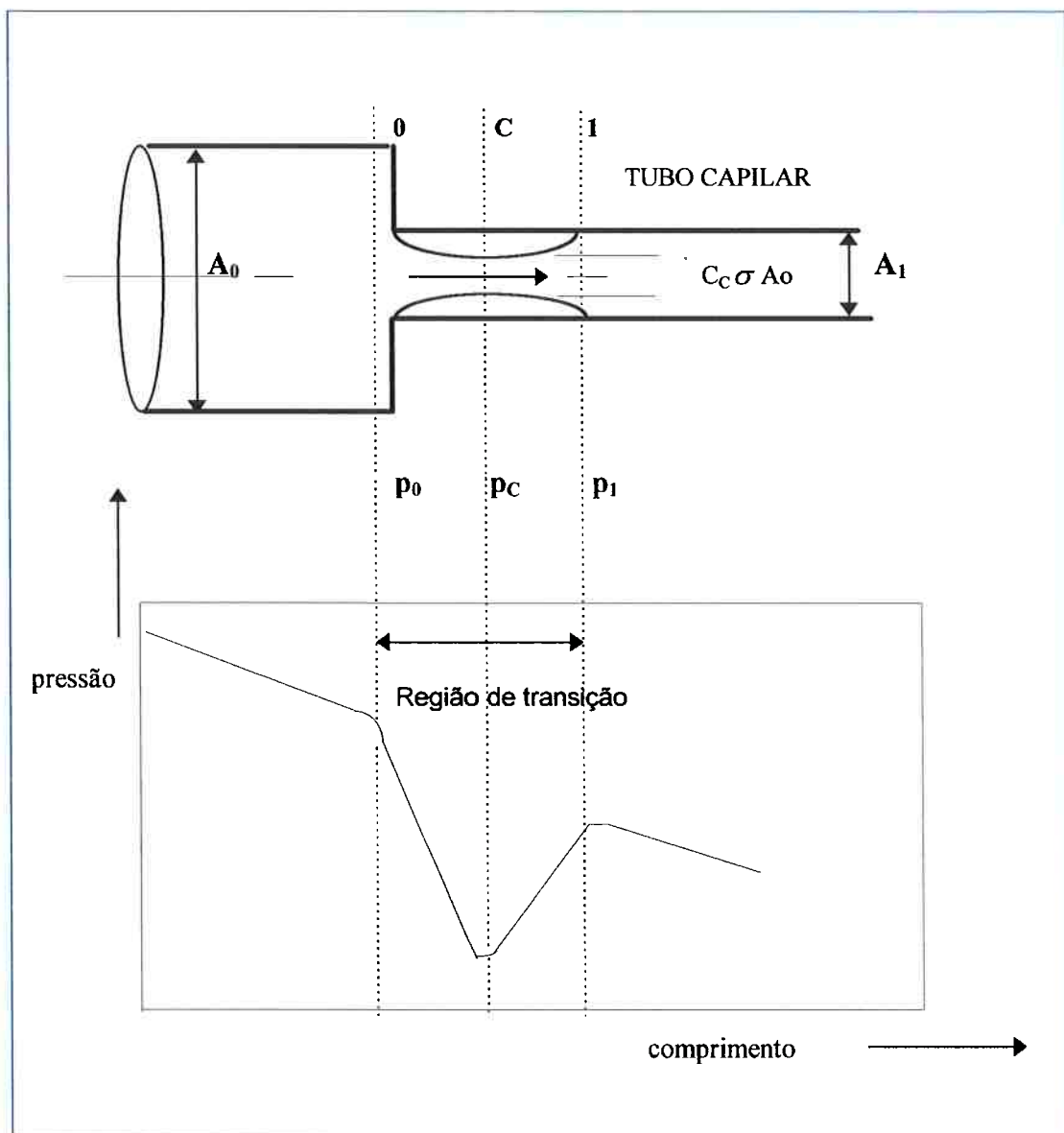


Figura 4.2 Perfil da pressão estática para a mudança de seção no trecho (0-1)

Na entrada do tubo capilar, a condição operacional em regime permanente, é de refrigerante na condição de líquido subresfriado. Misturas líquido-vapor entrando no tubo capilar serão considerados como caso particular na modelagem, devendo-se, neste caso, fazer a análise diretamente para a região bifásica.

A queda de pressão, através de uma mudança de seção, para escoamento líquido, é equacionada como a soma da perda de pressão por aceleração, em um fictício escoamento sem atrito, e a perda de pressão devido ao atrito (*Schmidt e Friedel, 1997*). A queda de pressão, devido à aceleração, depende da densidade do fluido e de parâmetros geométricos, já a perda de pressão por atrito, depende também da viscosidade. A perda de pressão entre os pontos  $\theta$  e  $I$  na Fig. (4.2), é formulada através da seguinte equação geral:

$$\Delta P_{\theta-1} = K \frac{G^2}{2\rho_l} \quad (4.1)$$

onde:  $K$  representa o coeficiente de perda de pressão,  $\rho_l$  é massa específica do líquido e  $G$  é o fluxo mássico, ou também chamada de vazão mássica específica

Para obter o coeficiente de perda de carga  $K$ , *Chishlom (1983)* realiza um balanço de quantidade de movimento entre os pontos  $\theta$  e  $I$  da Fig. (4.2).

Quando o fluido passa do plano  $\theta$  para o plano  $C$ , até a vena contracta, o fluido é acelerado e o trabalho da força de pressão é convertido em energia cinética, com pouca ou nenhuma dissipação por atrito, assim, a equação da energia se reduz a:

$$-\Delta P_{0-c} = \frac{u_c^2}{2v_l} - \frac{u_0^2}{2v_l} = \frac{G_0^2 v_l}{2} \left[ \frac{1}{(C_c \sigma)^2} - 1 \right] \quad (4.2)$$

onde, o coeficiente  $C_c$ , para a **vena contracta**, de acordo com *Chishlom (1983)*, é dada pela seguinte relação:

$$C_c = \frac{A_C}{A_1} = \frac{1}{0,639(1-\sigma)^{0,5} + 1} \quad (4.3)$$

A relação de áreas ( $\sigma$ ) entre o tubo capilar e a conexão da linha do condensador, é dada por:

$$\sigma = \frac{A_1}{A_0} \quad (4.4)$$

Entre o ponto  $C$  e o ponto  $I$ , ocorrem perdas irreversíveis por atrito. A perda de carga entre o plano  $C$  e o ponto  $I$ , de acordo com *Chishlom (1983)*, é:

$$\Delta P_{C-1} = G_1^2 v_l \left[ \frac{1}{C_c} - 1 \right] \quad (4.5)$$

Somando os termos das equações (4.2) e (4.5) obtemos a queda de pressão total na mudança de seção:

$$-\Delta P_{0-1} = \frac{G_1^2 v_l \sigma^2}{2} \left[ \frac{1}{(C_c \sigma)^2} - 1 - \frac{2}{\sigma^2} \left( \frac{1}{C_c} - 1 \right) \right] \quad (4.6)$$

Finalmente, podemos escrever a equação para a perda de pressão na mudança de seção:

$$\Delta P_{0-1} = P_{cond} - P_{ent} = K \frac{G^2 v_l}{2} \quad (4.7)$$

onde o valor de  $K$ , pode ser escrito da seguinte maneira:



$$K = \sigma^2 \left[ \frac{1}{(C_c \sigma)^2} - 1 - \frac{2}{\sigma^2} \left( \frac{1}{C_c} - 1 \right) \right] \quad (4.8)$$

Alguns autores consideram diretamente o valor  $K$  como um valor fixo, já considerando uma perda de pressão média, devido à mudança de seção. A Tab. (4.1) apresenta alguns valores para o coeficiente de perda de pressão, encontrados na literatura.

Tabela 4.1 Diferentes valores encontrados para o coeficiente de perda de pressão  $K$ .

AUTOR	FATOR K
Domanski e Didion (1983)	0,50
Kuehl e Goldschmit (1991)	0,82
White (1994)	0,80

### 4.3 REGIÃO LÍQUIDA OU DE LÍQUIDO SUBRESFRIADO (trecho 1-2)

O modelo matemático para a região de líquido subresfriado consiste, basicamente, da resolução das equações de continuidade e da quantidade de movimento, de forma a estabelecer uma relação entre a perda de pressão ao longo do tubo, em função da vazão mássica, geometria do tubo (diâmetro interno e rugosidade) e as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante.

Para o volume de controle para a região líquida, mostrado na Fig. (4.3), as equações de conservação da massa e da quantidade de movimento em regime permanente, são:

$$\dot{m} = \rho_l u A = \text{constante} \quad (4.9)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (4.10)$$

**variação da quantidade de movimento** = força de pressão + força de atrito viscoso + força devido à aceleração da gravidade

ou seja:

$$\frac{d}{dz}(GAu)\delta z = -\frac{dP}{dz}\delta z A - \tau\delta z\pi D - A\delta z\rho_l g \text{ sen } \theta \quad (4.11)$$

Admitindo o tubo capilar circular, horizontal e de diâmetro interno constante, a Eq. (4.11) pode ser reescrita como:

$$-\frac{dP}{dz} = \frac{4\tau}{D} + G^2 \frac{d}{dz}\left(\frac{1}{\rho_l}\right) \quad (4.12)$$

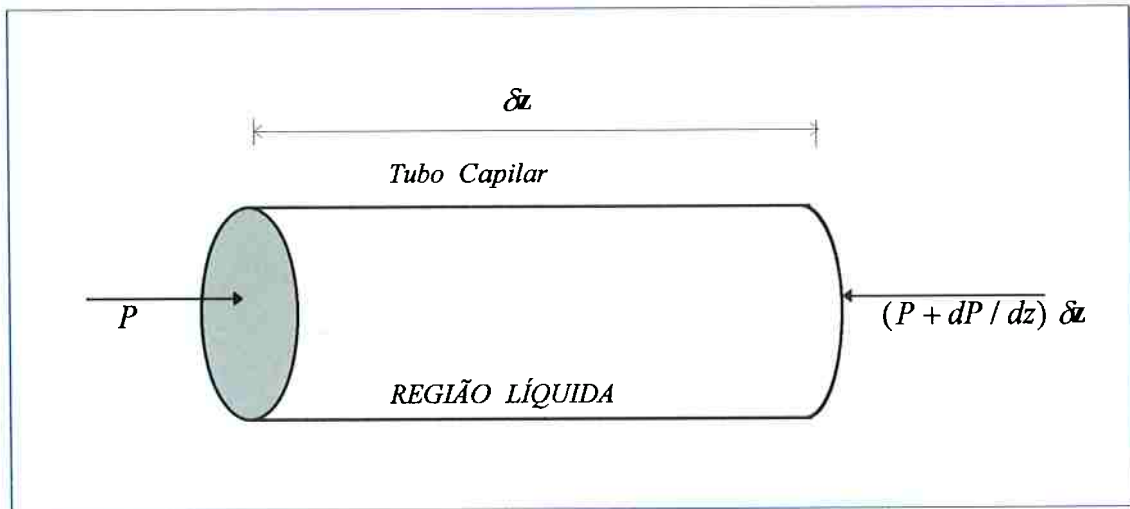


Figura 4.3 Volume de controle para a região líquida.

Para escoamento de líquido, a tensão de cisalhamento viscosa é usualmente expressa em termos do fator de atrito de *Darcy* :

$$f = \frac{\tau}{\frac{1}{8} \rho u^2} = \frac{\tau}{\frac{1}{8} \frac{G^2}{\rho_l}} \quad (4.13)$$

Inserindo a Eq. (4.13) na Eq. (4.11), obtemos:

$$-\frac{dP}{dz} = f \frac{G^2}{2\rho_l D} + G^2 \frac{d}{dz} \left( \frac{1}{\rho_l} \right) \quad (4.14)$$

**perda de pressão = perda de pressão por atrito + perda de pressão devido à aceleração**

Considerando o líquido como incompressível, a perda devido à aceleração é nula e chegamos à relação final para a região líquida do tubo capilar.

$$-\frac{dP}{dz} = f_l \frac{G^2}{2\rho_l D} \quad (4.15)$$

onde:  $f_l$  é o fator de atrito de *Darcy*,  $\rho_l$ , a massa específica da fase líquida,  $D$  o diâmetro interno e  $G$  o fluxo mássico.

### 4.3.1 Fator de Atrito para a Região Líquida

Diversos autores como *Pate, 1982 e Lin et al. 1991*, comprovaram experimentalmente que a rugosidade do tubo e o número de Reynolds exercem forte influência no escoamento do refrigerante, no interior do tubo capilar. Por causa do pequeno diâmetro, a rugosidade ( $\varepsilon$ ) tem considerável efeito sobre a tensão viscosa, na parede interna do tubo capilar.

*Haaland (1983)* propõe a seguinte correlação para o cálculo do fator de atrito na região líquida, considerando o escoamento turbulento e a influência da rugosidade relativa.

$$f_l = \left\{ -1,8 \log \left[ \frac{6,9}{Re_l} + \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} \right)^{1,11} \right] \right\}^{-2} \quad (4.16)$$

onde,  $Re_l$ , é o número de Reynolds para a região líquida e  $\frac{\varepsilon}{D}$ , a rugosidade relativa.

Embora exista uma série de correlações para determinar o fator de atrito na região líquida para refrigerante puro, como as equações de *Churchill e Colebrook*, e outras mostradas na Tab. 4.2, não foram encontradas na literatura, correlações para o fator de atrito que considerem o efeito do óleo nos tubos capilares. Portanto, há a necessidade de realização de ensaios experimentais, visando a obtenção de uma correlação para diâmetros minúsculos onde seja considerada esta variável. A Tab. (4.2) mostra algumas correlações utilizadas para o cálculo do fator de atrito, na região líquida do tubo capilar.

Tabela 4.2 Correlações para o cálculo do fator de atrito na região líquida do tubo capilar

Autor	Fator de atrito	
Cooper et al. (1957)	$f = \frac{0,791}{Re_l^{0,25}}$	(4.17)
Whitesel (1957)	$f = \frac{0,82}{Re_l^{0,25}}$	(4.17a)
Koizumi e Yokoyama (1980)	$f = \frac{0,3164}{Re_l^{0,25}}$	(4.17b)
Pate e Tree (1982)	$f = \frac{3,49}{Re_l^{0,47}}$	(4.17c)
Kuijpers e Janssen (1983)	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[ \frac{\varepsilon}{3,71D} + \frac{2,51}{Re_l \sqrt{f}} \right]$	(4.17d)
Mello e Negrão (1988)	$\ln f = 0,75 - 0,68 \ln Re + 0,024 \ln Re^2$	(4.17e)
Lin et al. (1991)	$f = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re_l} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^{1/2}$	(4.17f)
Chang e Ro (1996)	$f = \left\{ -1,8 \log \left[ \frac{6,9}{Re_l} + \left( \frac{\varepsilon}{3,71D} \right)^{1,11} \right] \right\}^{-2}$	(4.17g)

$Re_l$  é o número de Reynolds,  $\frac{\varepsilon}{D}$  a rugosidade relativa e  $f$  o fator de atrito de Darcy.

---

#### 4.4 REGIÃO DE LÍQUIDO SUPERAQUECIDO (trecho 2-3)

A existência do fenômeno da metaestabilidade em tubos capilares foi constatada experimentalmente em diversos trabalhos publicados, no entanto, foram encontrados poucos trabalhos teóricos que considerem o atraso de vaporização. O início do ponto de vaporização (*flashing*) em tubos capilares, apresenta algumas peculiaridades, principalmente por que a formação de vapor se dá através da perda de pressão do fluido, à medida que o refrigerante escoar no tubo capilar. Na região do escoamento de líquido, a temperatura do fluido é axialmente constante, mas a temperatura de saturação varia devido à queda de pressão por atrito viscoso na direção do escoamento. Os modelos teóricos encontrados na literatura, analisam principalmente a formação de vapor na ebulição nucleada, ou o início do ponto de vaporização e sua influência no escoamento crítico. Modelos teóricos considerando o escoamento de misturas refrigerante-óleo e seu efeito no atraso da vaporização não foram encontrados.

Os trabalhos experimentais realizados por *Koizumi e Yokoyama (1980)* em tubos capilares adiabáticos, permitiram conhecer a influência de algumas variáveis no atraso da vaporização, como diâmetro interno, grau de subresfriamento, vazão mássica e comprimento do tubo. Já as experiências de *Kuijpers e Janssen (1983)* mostraram que as flutuações de pressão devido à turbulência, originam um decréscimo na pressão estática, que tem influência direta no atraso da vaporização.

*Schultz (1988)* destaca que o atraso da vaporização tem um efeito significativo sobre a vazão mássica, a pressão de saída, o título e também, sobre a condição crítica do escoamento. Os ensaios realizados com R-12 por *Li et al. (1990)* permitiram conhecer

mais claramente os efeitos do atraso da evaporação no escoamento em tubos capilares. Variáveis como o diâmetro, grau de subresfriamento, pressão de saída e vazão mássica foram estudadas com a finalidade de verificar o efeito da metaestabilidade sobre o desempenho do tubo capilar.

Posteriormente, *Chang e Ro (1996)* estudaram os perfis de temperatura e pressão ao longo do tubo capilar para R-134a e para algumas misturas, obtendo uma correlação experimental para o atraso da vaporização, em função da temperatura de subresfriamento e da vazão mássica. *Meyer e Dunn (1998)* analisaram também este fenômeno e, concluíram que a metaestabilidade parece ser mais previsível do que relatado na literatura, encontrando um efeito de “*histerese*” na vazão mássica com a variação do grau de subresfriamento.

#### **4.4.1 Modelos Teóricos para o Início da Vaporização**

Quando há ebulição nucleada com aquecimento externo, o fluido junto a parede deve estar superaquecido para que haja o crescimento das bolhas. As cavidades existentes na parede devem satisfazer certos critérios para se tornar ativas, ou seja, devem se tornar núcleos de bolhas que nascem, crescem, desprendem-se da parede para depois progredirem no seio do líquido. A atividade de uma cavidade depende de diversos fatores, como por exemplo a presença de embrião de vapor ou gás preso em seu interior, diâmetro e ângulo da boca da cavidade e superaquecimento da parede.

Na ebulição nucleada com aquecimento externo, existe um superaquecimento da parede e uma grande quantidade de cavidades ativas. A existência de uma cavidade de

maneira geral não inibe a atividade de outra, em vista que todas são aquecidas por um elemento externo. O processo de formação de bolhas no escoamento através de tubos capilares é análogo, embora não haja aquecimento externo, a diminuição de pressão ao longo do escoamento propicia o superaquecimento intrínseco do líquido e a conseqüente formação de bolhas.

No escoamento com perda de pressão que ocorre nos tubos capilares, o superaquecimento do fluido varia axialmente ao longo do escoamento, portanto, podemos supor que a ebulição em uma cavidade, de certa forma, poderia afetar a virtual atividade de outras cavidades. Nesse aspecto, pesquisas realizadas por *Koizumi e Yokoyama (1980)* observaram o que parece ser a formação de bolhas em cavidades em uma seção transversal do tubo, cabe destacar que, os testes foram realizados em tubos de vidro, com pouquíssima rugosidade, e sabe-se que a rugosidade desempenha um papel importante na formação de bolhas no início de vaporização.

Os modelos encontrados na literatura para explicar fisicamente o ponto de início de vaporização (*flashing*) por descompressão do fluido se concentram principalmente em duas linhas: modelos que consideram a presença de gases presos em cavidades da parede do tubo e modelos que levam em conta as flutuações moleculares no líquido superaquecido.

*Alamgir e Lienhard (1981)* desenvolveram um modelo partindo da teoria da nucleação homogênea para equacionar o processo de vaporização na descompressão rápida de um fluido.



Este modelo considera o trabalho necessário para a formação de um pequeno núcleo esférico sobre a parede. Segundo o autor, núcleos são formados por flutuações de energia a nível molecular no líquido superaquecido, não sendo dependentes de gases presos em cavidades da parede. Para equacionar os efeitos da nucleação heterogênea, foi desenvolvido um modelo empírico baseado na hipótese de que a pressão mínima (superaquecimento máximo do líquido) é alcançada quando a parede do tubo é inteiramente coberta por pequenos núcleos de vapor.

Um outro modelo encontrado na literatura, propõe que uma vaporização incipiente (“*flashing*”) é causada pela nucleação em cavidades existentes na parede similar à ebulição nucleada. *Fabic (1964)* desenvolveu este modelo considerando cavidades inundadas sobre superfícies sujeitas a aquecimento transiente. Neste trabalho o tamanho e a forma das cavidades foram tratadas em função da tensão superficial, do ângulo de contato e do grau de subresfriamento do líquido. De acordo com o autor, para um determinado nível de superaquecimento e uma correspondente redução da pressão (abaixo da saturação) cavidades inundadas iniciam a nucleação.

#### 4.4.2 Ponto de início de vaporização em tubos capilares

A inexistência de atraso de vaporização implicaria que a vaporização do refrigerante no interior do tubo capilar ocorra em equilíbrio termodinâmico. No entanto, foi demonstrado experimentalmente, que existe um atraso no início da vaporização. O líquido neste caso, escoar ao longo de um trecho do tubo em um estado metaestável, ou seja, como líquido superaquecido. Para calcular a posição real do início da vaporização podemos utilizar o seguinte artifício: Calcula-se a posição onde seria o início da vaporização em equilíbrio termodinâmico e depois adiciona-se o trecho líquido onde o refrigerante permanece superaquecido, assim:

$$L_v = L_s + \Delta L_{ls} \quad (4.18)$$

onde,  $L_s$  é a posição do início da vaporização para a condição de equilíbrio termodinâmico e  $\Delta L_{ls}$  é o comprimento do trecho de tubo com escoamento de líquido metaestável.

Para calcular a perda de pressão desde a entrada do fluido no tubo capilar até a condição de equilíbrio termodinâmico, podemos utilizar a expressão:

$$P_e - P_s = f \frac{G^2 L}{2\rho D} \quad (4.19)$$

onde,  $G$  é o fluxo mássico,  $f$  fator de atrito,  $D$  diâmetro interno,  $L$  o comprimento do tubo, e  $\rho$  é a massa específica do fluido.

Considerando somente o trecho em equilíbrio termodinâmico, a expressão para o comprimento do trecho líquido pode ser escrita da seguinte forma:

$$L_s = \frac{2\rho D(P_e - P_s)}{fG^2} \quad (4.20)$$

O atraso de vaporização implica em um incremento do escoamento de líquido superaquecido até o ponto de início de vaporização, que podemos expressar da seguinte maneira.

$$\Delta L_{ls} = \frac{2\rho D(P_s - P_v)}{fG^2} \quad (4.21)$$

Somando as equações (4.20) e (4.21) obtemos o comprimento total até o início real da vaporização considerando o trecho metaestável, assim:

$$L_v = \frac{2D\rho}{fG^2} [(P_e - P_s) + (P_s - P_v)] \quad (4.22)$$

A diferença de pressão existente entre a entrada de líquido no capilar e a pressão teórica de saturação ( $P_e - P_s$ ), é determinada como se não houvesse atraso de vaporização. Já a diferença de pressão existente entre a saturação e o ponto real de início de vaporização ( $P_s - P_v$ ) será a variável a ser determinada.

Uma tentativa de modelagem da metaestabilidade foi realizada por *Chen et al. (1990)*, utilizando a teoria clássica da nucleação heterogênea. Os autores propuseram uma correlação para determinar a diferença de pressão na condição de saturação e o

ponto de início real de vaporização, que foi desenvolvida a partir do trabalho proposto por *Alamgir e Lienhard (1981)*. Os efeitos externos ao atraso, como a rugosidade do tubo, nível de turbulência, não uniformidades na formação de bolhas e impurezas contidas no refrigerante, são considerados dentro de um fator de nucleação  $\Phi$ . Este fator é expresso no lado direito da Eq. (4.23) e representa os valores obtidos experimentalmente para tubos capilares. Assim pode-se calcular  $(P_s - P_v)$  com a seguinte correlação:

$$\frac{(P_s - P_v)\sqrt{kT_s}}{\sigma_l^{1.5}} = 0,679 \left( \frac{\nu_v}{\nu_l - \nu_v} \right) Re_l^{0,914} \left( \frac{\Delta T_{sc}}{T_c} \right)^{-0,208} \left( \frac{D}{D_r} \right)^{0,318} \quad (4.23)$$

onde:

$$D_r = \sqrt{\frac{kT_s}{\sigma_l}} \times 10^4 \quad (4.24)$$

onde:  $k$  é a constante de Boltzmann,  $T_c$  é a temperatura crítica,  $\Delta T_{sc}$  é o grau de subresfriamento,  $\sigma_l$  é a tensão superficial do refrigerante,  $\nu_l$  e  $\nu_v$  são os volumes específicos do líquido e do vapor e  $(P_s - P_v)$  a diferença de pressão que representa o atraso de vaporização.

Uma outra correlação encontrada na literatura deriva das experiências realizadas por *Chang e Ro (1996)* em tubos capilares, com refrigerante puro e algumas misturas azeotrópicas. A correlação proposta para o atraso de vaporização é a seguinte:

$$P_s - P_v = C_1 + C_2 G + C_3 \Delta T_{sub} + C_4 G \Delta T_{sub} \quad (4.25)$$

Esta correlação parece ser mais adequada para um teste inicial, em vista que não são utilizados parâmetros de nucleação e sim um ajuste das variáveis envolvidas no processo, como a vazão mássica e o grau de subresfriamento. A desvantagem apresentada é que não é uma correlação generalizada e depende de constantes encontradas para cada fluido em particular.

A Tab. (4.3) mostra as constantes experimentais da Eq. (4.25) para os refrigerantes testados. No modelo de simulação aqui apresentado, foram testadas estas duas correlações; a correlação de *Chen et al. (1990)* apresenta uma diferença de 10% em relação aos dados experimentais e a correlação proposta por *Chang e Ro (1996)* uma diferença em torno de 8% para o refrigerante R-134a.

Tabela 4.3 Coeficientes da correlação proposta por Chang e Ro (1996)

Refrigerantes	$C_1 \times 10^{-2}$	$C_2 \times 10^2$	$C_3 \times 10^{-1}$	$C_4 \times 10^3$
R-32	-2,855164	5,451684	3,548410	-4,707993
R-125	-0,862453	1,573368	4,015019	-4,381408
R-134a	-1,412876	5,457141	0,974871	-3,950501
R-32/R-134a	-3,911112	7,427592	4,705004	-8,561734
R-32/R-125	-3,173929	4,692433	4,920039	-5,463006
R-125/R-134a	-6,986621	0,558221	-0,501419	0,502433
R-32/125/134	-1,536972	3,844115	1,818622	-3,036465

---

#### 4.5 REGIÃO BIFÁSICA (trecho 3- 4)

Ao longo das últimas décadas, diversos modelos matemáticos foram desenvolvidos para a representar do escoamento bifásico, principalmente na indústria nuclear. Para a simulação do escoamento bifásico de refrigerantes nos tubos capilares, é comum a utilização do modelo homogêneo.

Nestes últimos anos, foram publicados trabalhos com modelos não homogêneos como: *Wong e Ooi (1996)* que utilizaram o modelo de fases separadas, e os de *Lin et al. (1991)* e *Seixlack et al. (1996)* que utilizaram os modelos de não equilíbrio. A principal diferença reside no tratamento das equações de conservação que são escritas para cada uma das fases, e termos de interação são incluídos para representar o calor e a transferência da quantidade de movimento e de massa na interface líquido-vapor. A seguir, apresenta-se uma introdução sobre os modelos encontrados na literatura para o equacionamento da região bifásica.

##### a) Modelo de Equilíbrio Homogêneo

O Modelo de Equilíbrio Homogêneo (MEH) é baseado no caso ideal de completo equilíbrio termodinâmico na interface líquido-vapor, tratando a mistura bifásica como um pseudo-fluido. As equações são descritas para um escoamento monofásico equivalente, com as fases líquido e vapor uniformemente distribuídas na seção do tubo, escoando com a mesma velocidade e em perfeito equilíbrio térmico. Quase todos os trabalhos numéricos propostos na literatura para tubos capilares, utilizam o modelo homogêneo, uma vez que, para pequenos diâmetros e grandes comprimentos a região do tubo onde ocorre desequilíbrio entre as fases é bastante

pequena, podendo-se considerar que em grande parte do tubo as velocidades das fases são iguais. Os resultados experimentais obtidos por autores como *Mikol (1963)* e *Koizumi e Yokoyama (1980)* confirmaram estas hipóteses.

#### **b) Modelo de Fases Separadas**

Neste modelo, as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia são resolvidas considerando velocidades diferentes para as fases líquida e vapor. O modelo de fases separadas requer informação não somente do fator de atrito, como no caso do modelo homogêneo (MEH), mas também, da fração de vazio ( $\alpha$ ) e da razão de deslizamento ( $S$ ), ou seja, a relação entre as velocidades das duas fases. Este modelo não tem sido aplicado para estudar o escoamento no interior dos tubos capilares, devido à necessidade de informação experimental sobre a fração de vazio, em diâmetros minúsculos, como no caso dos tubos capilares.

Em um trabalho recente, *Wong e Ooi (1996)* apresentaram uma comparação do desempenho do tubo capilar quando utilizado o modelo homogêneo e o modelo de fases separadas. Neste último, o termo correspondente à perda de pressão por aceleração considera a fração de vazio como variável. A razão de deslizamento entre as fases, é derivada em função do título ao longo do escoamento. Segundo os autores, os resultados mostraram boa concordância com os dados experimentais e apresentaram resultados um pouco melhores, quando comparados com o modelo homogêneo.

### c) Modelo de Não Equilíbrio

Os modelos de não equilíbrio são geralmente divididos em modelos empíricos e modelos determinísticos. No primeiro caso, são introduzidos coeficientes empíricos encontrados experimentalmente, de forma a descrever o mecanismo de formação de vapor. No segundo caso, a geração de vapor é modelada equacionando o processo de formação de bolhas, a razão de crescimento e a distribuição do vapor, e os efeitos de não equilíbrio associados com a velocidade relativa e com diferentes temperaturas entre as fases. A resolução completa destes modelos envolve um grande grau de complexidade e informação sobre o início de nucleação, diâmetro de bolha, atrito na interface, e coeficiente de transferência de calor para os diferentes regimes de escoamento. *Li et al. (1991)* utilizaram estes critérios para modelar numericamente a região bifásica do tubo capilar. Os autores consideraram os efeitos do desequilíbrio termodinâmico e a velocidade relativa entre as fases líquido e vapor, assumindo dois tipos de regimes, escoamento com *bolhas* e *anular*, e assumiram diferentes valores para a fração de vazio. Uma análise semelhante foi realizada por *Seixlack et al. (1996)*, utilizando o modelo de dois fluidos, proposto originalmente por *Ishii e Boure (1975)*. Neste trabalho, as equações de conservação foram resolvidas considerando o desequilíbrio entre as fases, para três regimes de escoamento: *bolhas*, *ondulado* e *anular*.



#### 4.5.1 Modelo Matemático para a Região Bifásica

*Collier e Thome (1994)*, afirmam que o tratamento e a modelagem das equações gerais de conservação para o escoamento bifásico podem ser escritas para uma condição instantânea local ou em termos de algumas condições médias de espaço ou tempo.

Uma análise unidimensional para o escoamento bifásico no interior do tubo capilar será realizada, considerando o esquema mostrado na Fig. (4.4). No sistema, considera-se o escoamento como sendo em regime permanente e assume-se valores médios para a massa específica e para a velocidade em cada fase. As equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia são resolvidas, neste modelo, a partir do esquema mostrado para o volume de controle da Fig.(4.4).

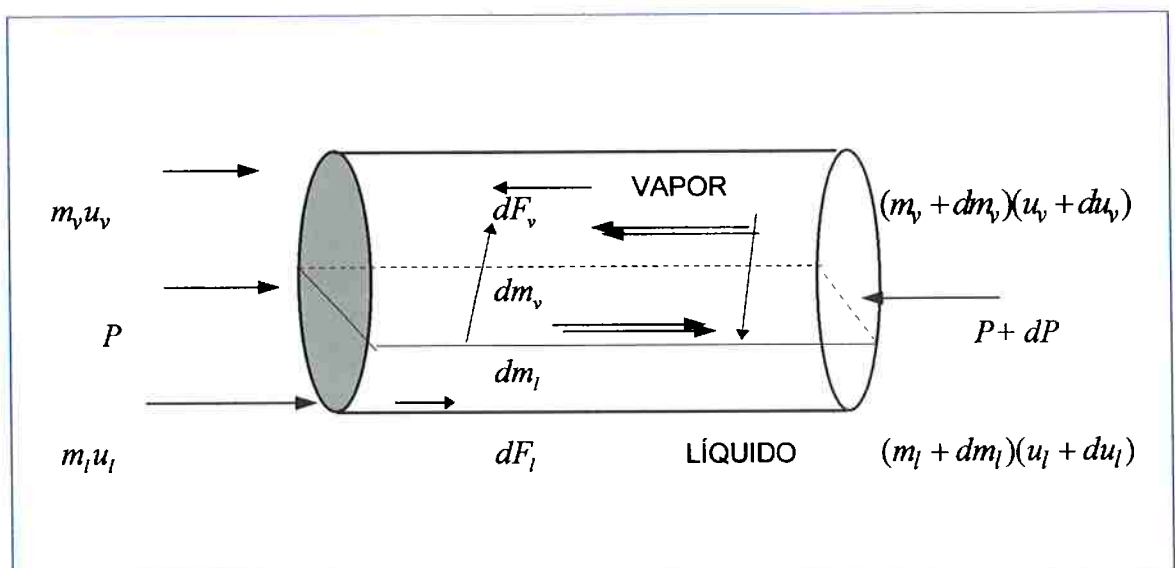


Figura 4.4 Volume de controle para a região bifásica.

**a) Conservação da massa**

$$\dot{m} = \dot{m}_v + \dot{m}_l = \rho_v G x A + \rho_l G (1-x) A \quad (4.27)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (4.28)$$

$$d\dot{m}_v = -d\dot{m}_l \quad (4.29)$$

$$\frac{d}{dz}(\rho_v G x A) = -\frac{d}{dz}(\rho_l G (1-x) A) \quad (4.30)$$

O título é definido como:

$$x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \quad (4.31)$$

**b) Conservação da Quantidade de Movimento**

As velocidades das fases líquido e vapor podem ser avaliadas por:

$$u_v = \frac{Gx}{\rho_v \alpha} \quad (4.32)$$

e

$$u_l = \frac{G(1-x)}{\rho_l(1-\alpha)} \quad (4.33)$$

onde, a fração de vazão é definida como a relação entre a área de vapor e a área total, assim:

$$\alpha = \frac{A_v}{A} \quad (4.34)$$

Através de um balanço de forças na direção axial, para cada fase separadamente, no volume de controle, obtemos:

Para a fase vapor:

$$PA_v - (P + dP)(A_v + dA_v) - dF_v - dF_{iv} - A_v dz \rho_v g \sin \theta = (\dot{m}_v + d\dot{m}_v)(u_v + du_v) - \dot{m}_v u_v - d\dot{m}_v u_v \quad (4.35)$$

Para a fase líquida:

$$PA_l - (P + dP)(A_l + dA_l) - dF_l + dF_{il} - A_l dz \rho_l g \sin \theta = (\dot{m}_l + d\dot{m}_l)(u_l + du_l) - d\dot{m}_l u_l - \dot{m}_l u_l \quad (4.36)$$

onde: os termos do lado direito das Eq. (4.35) e (4.36) representam as variações da quantidade de movimento devido à aceleração da fase vapor e da fase líquida, respectivamente.

$PA_v$  e  $PA_l$  : representam as forças de pressão sobre o elemento;

$dF_v$  e  $dF_l$  : representam o efeito das forças de atrito sobre a parede do tubo exercidas respectivamente, pela fase vapor e pela fase líquida;

$dF_{iv}$  e  $dF_{il}$  : são as forças exercidas na interface líquido-vapor;

$d\dot{m}_v u_v$  : representa a variação da quantidade de movimento devido à mudança de fase na interface que transfere moléculas de líquido para o vapor.

Desenvolvendo-se e somando as Eq. (4.35) e (4.36), obtemos a seguinte relação:

$$-AdP - PdA - dF_l - dF_v - (A_l \rho_l + A_v \rho_v) g dz \sin \theta = d(\dot{m}_v u_v + \dot{m}_l u_l) \quad (4.37)$$

onde:

$$dF_l + dF_v = - \left( \frac{dP}{dz} \right)_{fr} A \delta z \quad (4.38)$$

Considerando-se as Eq. (4.27), (4.30), (4.32) e (4.33) a Eq. (4.37) se reduz à equação geral para o volume de controle da figura, assim:

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right)_{bif} = -\frac{P}{A}\left(\frac{dA}{dz}\right) - \left(\frac{dP}{dz}\right)_{fr} + [(1-\alpha)\rho_l + \alpha\rho_v]g \operatorname{sen}\theta + \frac{1}{A} \frac{d}{dz} \left[ \frac{G^2 x^2 A}{\rho_v \alpha} + \frac{G^2 (1-x)^2 A}{\rho_l (1-\alpha)} \right]_{ac} \quad (4.39)$$

As parcelas da Eq. (4.39) têm os seguintes significados:

perda de pressão total = variação de pressão devido à mudança de área +  
perda de pressão por efeito do atrito viscoso +  
perda de pressão devido à aceleração da gravidade +  
perda de pressão devido à aceleração do fluido.

Esta equação pode ser simplificada na direção axial para a modelagem dos tubos capilares, considerando as seguintes hipóteses já estabelecidas como: área do tubo constante e na direção horizontal e velocidades das fases líquida e vapor uniformes para o volume de controle analisado, ou seja  $S=0$ :

Assim, a Eq. (4.39), simplificada com as hipóteses acima, passa a ser escrita como:

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right)_{bif} = -\left(\frac{dP}{dz}\right)_{fr} + \frac{d}{dz} \left[ \frac{G^2 x^2 v_v}{\alpha} + \frac{G^2 (1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \right]_{ac} \quad (4.40)$$

A equação geral (4.40) obtida para o escoamento bifásico na região do tubo capilar, compreende os termos da perda de pressão por atrito viscoso e a perda de

pressão devido à aceleração do fluido. Esta equação será o ponto de partida para o desenvolvimento do modelo homogêneo (MEH) e do modelo de fases separadas.

### c) Conservação da energia

A equação da conservação da energia para a mistura, considerando o volume de controle da Fig. (4.4) pode ser escrita da seguinte forma:

$$d(\dot{m}_l h_l + \dot{m}_v h_v) = \frac{1}{2} d(\dot{m}_l u_l^2 + \dot{m}_v u_v^2) + \dot{m} g \sin \theta + dQ \quad (4.41)$$

onde a entalpia da mistura é dada por:

$$h = (1 - x)h_l + xh_v \quad (4.42)$$

Admitindo escoamento horizontal e adiabático, e com as Eq. (4.27) e (4.31), a equação da energia pode ser reescrita como:

$$\frac{dh}{dz} = -\frac{G^2}{2} \frac{d}{dz} \left[ \frac{x^3 v_v^2}{\alpha^2} + \frac{(1-x)^3 v_l^2}{(1-\alpha)^2} \right] \quad (4.43)$$

A equação acima permite obter o valor do título da mistura, no desenvolvimento das equações de conservação.

#### 4.5.2 Modelo de Fases Separadas

O equacionamento da região bifásica do tubo capilar, utilizando o modelo de fases separadas, é obtido a partir do desenvolvimento da equação geral (4.44), que compreende os termos relativos à perda de pressão por atrito e a perda de pressão devido à aceleração. A perda de pressão por atrito é resolvida através do uso de multiplicadores bifásicos, e o segundo termo da equação, correspondente à aceleração, é obtido derivando as variáveis independentes como o título e a fração de vazio. Temos, portanto, a equação geral:

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right)_{bif} = -\left(\frac{dP}{dz}\right)_{fr} + \frac{d}{dz} \left[ \frac{G^2 x^2 v_v}{\alpha} + \frac{G^2 (1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \right]_{ac} \quad (4.44)$$

##### 4.5.2.1 Perda de pressão por atrito

A perda de pressão por atrito viscoso no escoamento bifásico, considerando o modelo de fases separadas, envolve o uso de multiplicadores bifásicos  $\phi_o$  e  $\phi_{vo}$ . Este procedimento foi proposto inicialmente por *Lockhart e Martinelli (1947)* e depois modificado para valores de pressões críticas por *Martinelli e Nelson (1948)*. As correlações propostas por estes autores demonstraram ser pouco eficientes em certas faixas de aplicação, já que, os multiplicadores bifásicos propostos não consideram a influência da vazão mássica na perda de pressão (*Hewitt, 1981*). Cabe destacar que estas correlações foram desenvolvidas para escoamentos com água e ar e, para diâmetros muito superiores aos encontrados nos tubos capilares.

Com estas considerações, optou-se por utilizar neste modelo, a correlação proposta por *Friedel (1979)*, em vista da variedade de fluidos e diâmetros testados e do grande banco de dados obtidos por aquele autor.

**a) Fator de atrito na região bifásica**

A perda de pressão por atrito, envolvendo os multiplicadores bifásicos, pode ser representado da seguinte forma:

$$\left(-\frac{dP}{dz}\right)_{fr-bif} = \left(-\frac{dP}{dz}\right)_{lo} \Phi^2_{lo} \quad (4.45)$$

A expressão para a perda de pressão da fase líquida,  $\left(-\frac{dP}{dz}\right)_{lo}$  é dada pela Eq. (4.15).

A Eq. (4.45) relaciona a perda de pressão com aquela que seria obtida caso houvesse somente escoamento da fase líquida ocupando toda a seção transversal do tubo. Na literatura são encontradas diversas correlações para os multiplicadores bifásicos para o cálculo do fator de atrito, entre elas, as mais comuns são as correlações propostas por *Barozy (1966)*, *Chisholm (1973)* e *Friedel (1979)*.

A correlação de *Friedel (1979)* foi amplamente testada por *Whalley (1987)*, para um grande número de fluidos, e, provavelmente, representa a mais precisa das correlações propostas para o multiplicador bifásico do gradiente de pressão, devido ao atrito (*Hewitt, 1981*). A Fig. (4.5) mostra uma comparação entre a correlação de *Friedel (1979)* e um banco de dados de 25000 pontos, realizado por *Whalley (1987)*.

Para o multiplicador bifásico, assumindo a fase totalmente líquida, podemos escrever a correlação proposta por *Friedel (1979)*, assim:

$$\Phi_{lo}^2 = E + \frac{3,24F \cdot H}{Fr^{0,045} We^{0,035}} \quad (4.46)$$

onde:

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l f_{go}}{\rho_v f_{lo}} \quad (4.47)$$

$$F = x^{0,78} (1-x)^{0,224} \quad (4.48)$$

$$H = \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,91} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,19} \left( 1 - \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,7} \quad (4.49)$$

O número de Froude para a mistura é dado por:

$$Fr = \frac{G^2}{gD\rho_h^2} \quad (4.50)$$

O número de Weber para a mistura é:

$$We = \frac{G^2 D}{\sigma\rho_h} \quad (4.51)$$

onde a massa específica da mistura homogênea é dada por:

$$\rho_h = \left( \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (4.52)$$

onde;  $x$  é o título,  $\rho_v$ , é a massa específica da fase vapor ( $\text{kg/m}^3$ );  $\rho_l$ , é a massa específica da fase líquida;  $f_{lo}$  e  $f_{vo}$  são os fatores de atrito para a vazão mássica escoando como totalmente líquido e totalmente vapor.



**Hewitt (1981)** recomenda, como primeira tentativa para o cálculo da queda de pressão, a utilização das seguintes correlações, em função da viscosidade e do fluxo de massa. As recentes avaliações realizadas por **Whalley (1987)** com um extenso banco de dados, confirmaram esta recomendação.

1. Para  $\frac{\mu_l}{\mu_v} < 1000$ ; utilizar a correlação de **Friedel (1979)**
2. Para  $\frac{\mu_l}{\mu_v} > 1000$  e  $G > 100 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  utilizar a correlação de **Chisholm (1973)**.
3. Para  $\frac{\mu_l}{\mu_v} > 1000$  e  $G < 100 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$  é recomendada a correlação de **Martinelli e Nelson (1948)**

**Nelson (1948)**

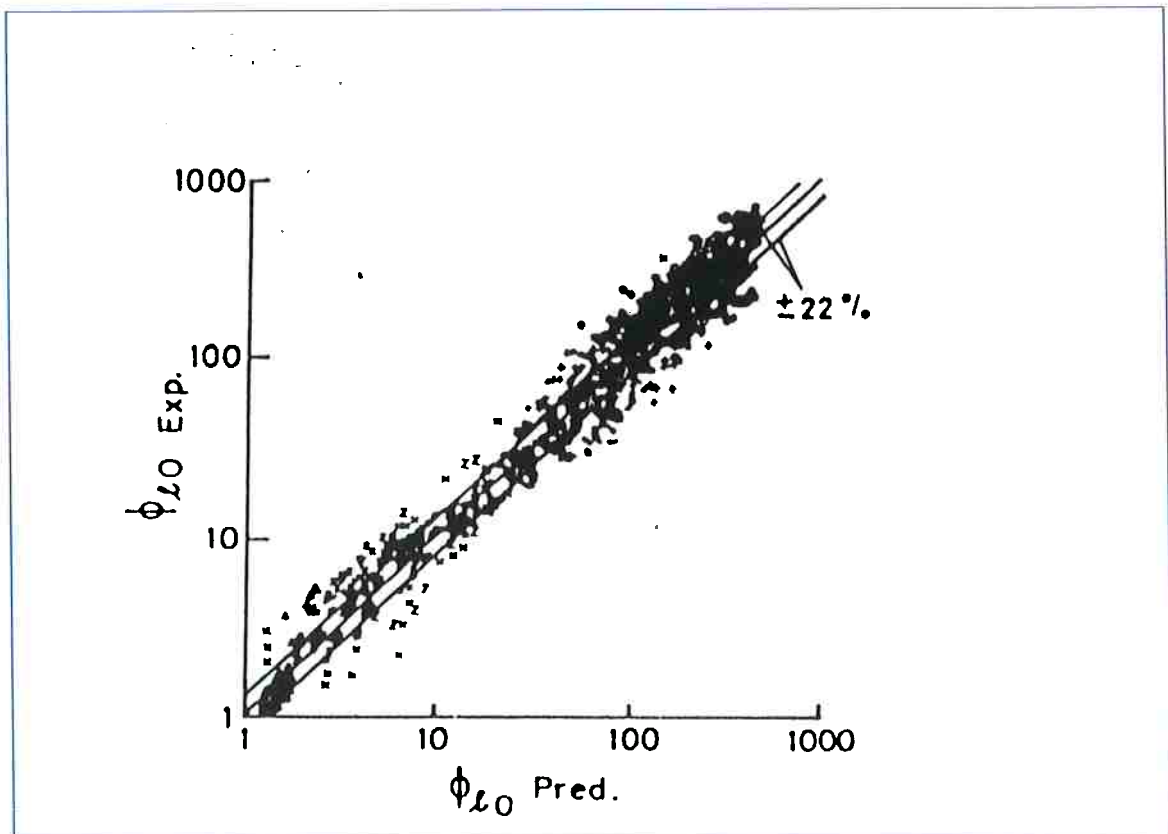


Figura 4.5 Comparação entre os resultados obtidos com a correlação de **Friedel (1979)** e os dados experimentais.

#### 4.5.2.2 Perda de pressão devido à aceleração do fluido

A aceleração do fluido é responsável pela grande intensificação do gradiente de pressão, verificado na região final do escoamento no interior do tubo capilar. A parcela correspondente a perda de pressão devido à aceleração será resolvido derivando todos os termos da Eq. (4.44), assim:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dz} \left[ \frac{G^2 x^2 v_v}{\alpha} + \frac{G^2 (1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \right]_{ac} = G^2 \frac{dx}{dz} \left\{ \left[ \frac{2xv_v}{\alpha} - \frac{2(1-x)v_l}{(1-\alpha)} \right] + \frac{d\alpha}{dx} \left[ \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)^2} - \frac{x^2 v_v}{\alpha^2} \right] \right\} \\ + G^2 \frac{dP}{dz} \left\{ \frac{x^2}{\alpha} \left( \frac{dv_v}{dP} \right) + \left( \frac{d\alpha}{dP} \right) \left[ \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)^2} - \frac{x^2 v_v}{\alpha^2} \right] \right\} \end{aligned} \quad (4.53)$$

Ordenando os termos da Eq. (4.53) e substituindo-se na Eq. (4.44), obtemos a equação geral que representa o modelo de fases separadas:

$$-\left( \frac{dP}{dz} \right) = \frac{-\left( \frac{dP}{dz} \right)_f + G^2 \frac{dx}{dz} \left\{ \left[ \frac{2xv_v}{\alpha} - \frac{2(1-x)v_l}{(1-\alpha)} \right] + \frac{d\alpha}{dx} \left[ \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)^2} - \frac{x^2 v_v}{\alpha^2} \right] \right\}}{1 + G^2 \left\{ \frac{x^2}{\alpha} \left( \frac{dv_v}{dP} \right) + \left( \frac{d\alpha}{dP} \right) \left[ \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)^2} - \frac{x^2 v_v}{\alpha^2} \right] \right\}} \quad (4.54)$$

A resolução da Eq. (4.54) requer o conhecimento do volume ocupado pelas fases líquida e vapor, definida como fração de vazio e também da suas derivadas. A fração de vazio pode ser inicialmente correlacionada como função do título e da pressão.

$$\alpha = f(x, P) \quad (4.55)$$

Ou também, definindo a equação para a fração de vazio, em função do título, do volume específico e da razão de deslizamento entre as fases líquida e vapor ( $S$ ). A seguinte expressão pode ser obtida:

$$\alpha = \frac{xv_v}{xv_v + S(1-x)v_l} \quad (4.56)$$

A razão de deslizamento entre as fases é definida como a razão entre as velocidades da fase vapor e a fase líquida.

$$S = \frac{u_v}{u_l} \quad (4.57)$$

Para completar a resolução da Eq. (4.54) é necessário conhecer as derivadas da fração de vazio em relação ao título, à pressão e ao comprimento.

#### a) Derivada da fração de vazio em relação ao título

Derivando a Eq. (4.56) obtemos a seguinte relação:

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial x}\right)_p = \frac{v_v}{xv_v + S(1-x)v_l} - \frac{(v_v - Sv_l)xv_v}{[xv_v + S(1-x)v_l]^2} \quad (4.58)$$

Ordenando os termos da Eq. (4.58), obtemos:

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial x}\right)_p = \frac{\alpha}{x} - \frac{\alpha(v_v - Sv_l)}{xv_v + S(1-x)v_l} \quad (4.59)$$

**b) Derivada da fração de vazio em relação à pressão**

A derivada da fração de vazio, Eq. (4.56), em relação à pressão é dada pela seguinte equação:

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial P}\right)_x = \frac{x \frac{dv_v}{dP} [xv_v + S(1-x)v_l] - xv_v \left[ x \frac{dv_v}{dP} + S(1-x) \frac{dv_l}{dP} \right]}{[xv_v + S(1-x)v_l]^2} \quad (4.60)$$

Reduzindo e simplificando os termos da equação acima, chegamos a seguinte relação para a variação da fração de vazio com a pressão:

$$\left(\frac{\partial \alpha}{\partial P}\right)_x = \frac{\frac{dv_v}{dP} \left[ \frac{x^2 v_v}{\alpha} - S(1-x)xv_v \right]}{\frac{xv_v}{\alpha} [xv_v + S(1-x)v_l]} \quad (4.61)$$

**c) Derivada do título em relação ao comprimento**

A derivada do título em relação ao comprimento ( $z$ ), pode ser obtida a partir de:

$$x = x(h, P) \quad (4.62)$$

Derivando com relação a  $z$ ,

$$\frac{dx}{dz} = \left(\frac{\partial x}{\partial h}\right)_P \frac{dh}{dz} + \left(\frac{\partial x}{\partial P}\right)_h \frac{dP}{dz} \quad (4.63)$$

onde,  $\left(\frac{\partial x}{\partial h}\right)_P = \frac{1}{h_{lv}}$  e portanto:

$$\frac{dx}{dz} = \frac{1}{h_{lv}} \frac{dh}{dz} + \left(\frac{\partial x}{\partial P}\right)_h \frac{dP}{dz} \quad (4.64)$$

**d) Razão de deslizamento entre as fases (S)**

Para obter o valor numérico da fração de vazio na Eq. (4.56) é necessário o conhecimento da razão de deslizamento entre as fases (S). Algumas equações encontradas na literatura são mostradas na Tab. (4.4). *Premoli et al. (1970)* apresentaram uma correlação para (S) que será utilizada no simulador, devido ao grande banco de dados experimentais apresentados para refrigerantes halocarbonados.

$$S = 1 + E_1 \left( \frac{y}{1 + yE_2} - yE_2 \right)^{0,5} \quad (4.65)$$

onde:

$$y = \frac{\beta}{1 - \beta} \quad (4.66)$$

e

$$\beta = \frac{\rho_l x}{\rho_l x + \rho_v (1 - x)} \quad (4.67)$$

Nesta relação,  $\rho_l$  e  $\rho_v$  ( $\text{kg/m}^3$ ), são as massa específicas da fase líquida e vapor respectivamente;  $x$  é o título e  $Re$ , o número de Reynolds. Os outros termos da Eq. (4.65) são:

$$E_1 = 1,578 Re^{-0,19} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,22} \quad (4.68)$$

$$E_2 = 0,0273 We Re^{-0,51} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0,08} \quad (4.69)$$

$$Re = \frac{GD}{\mu_l} \quad (4.70)$$

$$We = \frac{G^2 D}{\sigma \rho_l} \quad (4.71)$$

Tabela 4.4 Correlações encontradas para a razão de deslizamento entre as fases S.

Autor	Razão de deslizamento entre as fases (S)
Miropolski y et al. (1970)	$S = 1 + \frac{13,5 \left(1 - \frac{P}{P_{Cr}}\right)}{Fr^{5/12} Re^{1/6}} \quad (4.72)$
Chishlom (1973)	$S = \left[1 - x \left(1 - \frac{\rho_l}{\rho_v}\right)\right]^{0,5} \quad (4.73)$
Smith (1970)	$S = 0,4 + 0,6 \frac{\left[1 + 0,4 \left(\frac{1-x}{x}\right) \frac{v_l}{v_v}\right]^{0,5}}{\left[1 + 0,4 \left(\frac{1-x}{x}\right)\right]} \left(\frac{v_v}{v_l}\right)^{0,5} \quad (4.74)$
Petry (1983)	$\log S = \frac{1}{6,301(\log x)^2 + 25,536 \log x + 23,378} \quad (4.75)$
Zivi (1964)	$S = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{1/3} \quad (4.76)$
Fauske (1971)	$S = \left(\frac{v_l}{v_v}\right)^{1/2} \quad (4.77)$

Com os valores encontrados para a razão de deslizamento entre as fases ( $S$ ) e para as derivadas da fração de vazio, obtemos a equação final para a perda de pressão na região bifásica do tubo capilar, utilizando o modelo de fases separadas. Assim com as Eq. (4.45), (4.46), (4.56), e (4.65) obtemos:

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right) = \frac{-\left(\frac{dP}{dz}\right)_{lo} \Phi_{lo} + G^2 \frac{dx}{dz} \left\{ \left[ \frac{2xv_v}{\alpha} - \frac{2(1-x)v_l}{(1-\alpha)} \right] + \frac{d\alpha}{dx} \left[ \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)^2} - \frac{x^2 v_v}{\alpha^2} \right] \right\}}{1 + G^2 \left\{ \frac{x^2}{\alpha} \left( \frac{dv_v}{dP} \right) + \left( \frac{d\alpha}{dP} \right) \left[ \frac{(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)^2} - \left( \frac{x^2 v_v}{\alpha^2} \right) \right] \right\}} \quad (4.78)$$

A Fig. (4.6) mostra as parcelas da perda de pressão total, por atrito e devido à aceleração do fluido para o caso do escoamento no interior do tubo capilar utilizando o modelo de fases separadas, utilizando os dados experimentais de *Wijaya (1991)*.

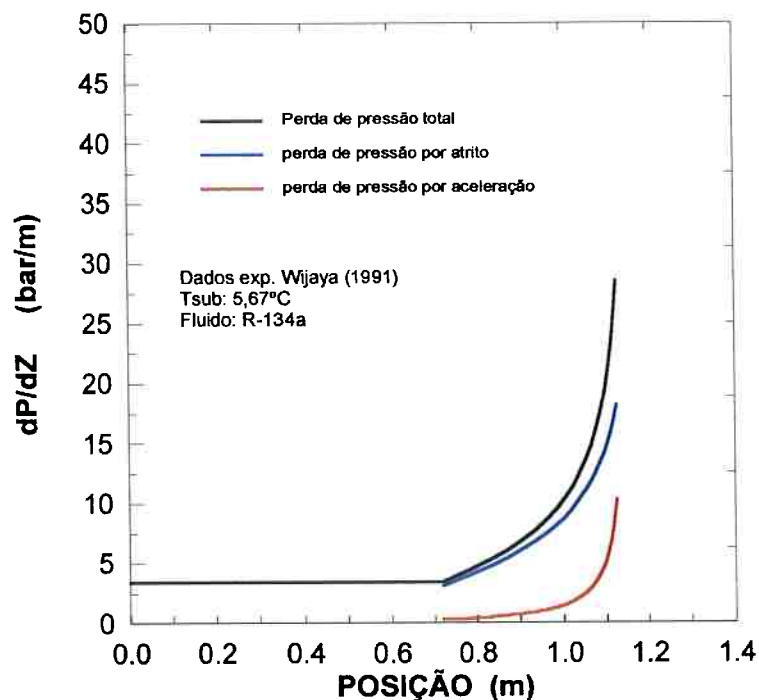


Figura 4.6 Perda de pressão na região bifásica segundo a Eq. (4.78) para o refrigerante R-134a escoando no interior do tubo capilar.

### 4.5.3 Modelo de Equilíbrio Homogêneo

O modelo de equilíbrio homogêneo pode ser considerado como um caso especial do modelo de fases separadas. As hipóteses assumidas são as seguintes:

- Velocidades iguais para as fases líquida e vapor, e em perfeito equilíbrio térmico;
- A mistura bifásica comporta-se como um pseudo fluido com propriedades assumidas como valores médios do escoamento.

Rescrevendo a equação geral (4.40) definida para o escoamento bifásico.

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right) = -\left(\frac{dP}{dz}\right)_{fr} + \frac{d}{dz} \left[ \frac{G^2 x^2 v_v}{\alpha} + \frac{G^2 (1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \right]_{ac} \quad (4.79)$$

Ou seja:

**Perda de pressão total = perda de pressão por atrito + perda de pressão por aceleração**

Com velocidades iguais, a razão de deslizamento entre as fases será  $S=1$ .

Portanto, a fração de vazio pode ser escrita da seguinte forma:

$$\alpha = \frac{x v_v}{(1-x)v_l + x v_v} \quad (4.79a)$$

Com as Eq. (4.27), (4.28) e (4.29) e a fração de vazio definida acima, obtemos as seguintes equações:

Para a fase vapor:

$$\frac{u_v^2}{v_v} = \frac{G^2 x^2 v_v}{\alpha} \quad (4.80)$$



Para a fase líquida:

$$\frac{u_l^2}{v_l} = \frac{G^2(1-x)^2 v_l}{(1-\alpha)} \quad (4.81)$$

Inserindo as equações acima na Eq. (4.78) obtemos:

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right) = -\left(\frac{dP}{dz}\right)_f + \frac{d}{dz}\left(\frac{u_v^2}{v_v} + \frac{u_l^2}{v_l}\right) \quad (4.82)$$

Assim, com as Eq. (4.32) e (4.33) podemos rescrever, a equação acima, da seguinte forma:

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right) = -\left(\frac{dP}{dz}\right)_f + \frac{d}{dz}(G^2 v_v + G^2 v_l) \quad (4.83)$$

Desprezando a compressibilidade da fase líquida, obtemos a seguinte relação:

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right) = -\left(\frac{dP}{dz}\right)_f + G^2 \frac{d\bar{v}}{dz} \quad (4.84)$$

onde, a variação do volume específico com o comprimento para o modelo de equilíbrio homogêneo, é dada pela seguinte equação:

$$\frac{d\bar{v}}{dz} = v_v \frac{dx}{dz} + x \frac{dv_v}{dP} \left(\frac{dP}{dz}\right) \quad (4.85)$$

Finalmente, obtemos a equação geral assumindo o modelo de equilíbrio homogêneo:

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right)_{bif} = \frac{-\left(\frac{dP}{dz}\right)_{fr} + G^2 v_{lv} \frac{dx}{dz}}{1 + G^2 x \frac{dv_v}{dP}} \quad (4.86)$$

A perda de pressão por atrito na região bifásica pode ser escrita através da seguinte equação geral:

$$-\left(\frac{dP}{dz}\right)_{fr} = f_{bif} \frac{G^2 v_{bif}}{2D} \quad (4.87)$$

Para o modelo homogêneo esta equação pode ser representada também, como função da perda de pressão considerando a fase totalmente líquida e um multiplicador bifásico, assim:

$$\left(-\frac{dP}{dz}\right)_{fr} = \left(-\frac{dP}{dz}\right)_{lo} \Phi^2_{lo} \quad (4.88)$$

$$\Phi^2_{lo} = \frac{f_{bif}}{f_{lo}} \left[ 1 + x \frac{(v_v - v_l)}{v_l} \right] \quad (4.89)$$

Utilizando a Eq. (4.16) proposta por *Haaland (1983)* para o fator de atrito, e considerando a rugosidade da parede como função do número de Reynolds, obtemos:

$$\Phi_{lo}^2 = \frac{\left[ \log \left[ \frac{6,9}{Re_{lo}} + \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} \right)^{1,11} \right] \right]^2}{\left[ \log \left[ \frac{6,9}{Re_{bif}} + \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} \right)^{1,11} \right] \right]^2} \left[ 1 + x \left( \frac{\nu_v - \nu_l}{\nu_l} \right) \right] \quad (4.90)$$

onde o número de Reynolds pode ser expresso através da seguinte equação:

$$Re_{bif} = \frac{GD}{\mu_{bif}} \quad (4.91)$$

Para calcular o número de Reynolds na região bifásica é necessário conhecer a viscosidade da mistura bifásica. Para o modelo homogêneo são encontradas diversas correlações para estimar a viscosidade da mistura bifásica. A Tab. (4.5) mostra as diversas correlações encontradas na literatura.

*Wong e Ooi (1995)*, através de ensaios experimentais, mostraram que a correlação proposta por *Duckler et al.(1964)* representa adequadamente a viscosidade da mistura homogênea em tubos capilares, quando comparada com as outras correlações encontradas na literatura. A correlação descrita é a seguinte:

$$\mu_{bif} = \mu_l(1 - \beta) + \mu_v\beta \quad (4.92)$$

onde:

$$\beta = \frac{x\nu_v}{x\nu_v + (1-x)\nu_l} \quad (4.93)$$

onde  $x$  é o título,  $\mu$  viscosidade, e  $\nu$  o volume específico.

De acordo com *Hewitt (1981)* o modelo homogêneo tende a subestimar o gradiente bifásico devido ao atrito. Para altas pressões ou altos fluxos de massa, o modelo de fases separadas fornece os melhores resultados.

Tabela 4.5 Diferentes valores encontrados na literatura para a viscosidade da mistura bifásica.

Autor	Viscosidade da Mistura	
McAdams et al. (1942)	$\frac{1}{\mu_{bif}} = \frac{(1-x)}{\mu_l} + \frac{x}{\mu_v}$	(4.94)
Davidson et al. (1943)	$\mu_{bif} = \left[ \mu_l(1-x) + x \frac{\rho_l}{\rho_v} \right]$	(4.95)
Cicchiti (1960)	$\mu_{bif} = \mu_l(1-x) + \mu_v x$	4.96)
Owens (1960)	$\mu_{bif} = \mu_l$	(4.97)
Beattie e Whalley (1981)	$\mu_{bif} = \mu_v \alpha + (1-\alpha)(1+2,5\alpha)$	(4.98)
Lin et al. (1991)	$\mu_{bif} = \frac{\mu_l \mu_v}{\mu_v + x^{1,4}(\mu_l - \mu_v)}$	(4.99)

#### 4.6 MUDANÇA DE SEÇÃO NA SAÍDA DO TUBO CAPILAR (trecho 4-5)

A perda de pressão que ocorre devido à mudança de seção na saída do tubo capilar, devida a uma abrupta expansão na entrada do evaporador, pode ser crucial para o escoamento e para o cálculo do início de vaporização (ponto de *flashing*). Na maioria dos casos, a condição de escoamento crítico (escoamento sônico) se estabelece dependendo da geometria da seção de saída (*Pate e Tree, 1987*).

A queda de pressão para escoamento bifásico para uma dada mudança de seção, geralmente, é equacionada através de um balanço de quantidade de movimento. Diversas correlações estão disponíveis na literatura. Autores como *Hewitt (1981)*, *Chishlom (1983)* e *Collier e Thome (1994)* apresentaram correlações para calcular esta perda de pressão.

*Chishlom (1983)* apresenta a seguinte correlação, para o escoamento na mudança de seção, admitindo que o escoamento na saída, o fluido seja totalmente líquido.

$$-\Delta P_{4-5} = K \frac{G_4^2 v_l}{2} \quad (4.100)$$

onde,  $K$  é fator de perda devido à mudança de seção e dado pela seguinte equação:

$$K = -\frac{2}{\sigma} \left( 1 - \frac{1}{\sigma} \right) \quad (4.101)$$

onde,  $\sigma$  é a relação entre as áreas dada pela seguinte equação:

$$\sigma = \frac{A_4}{A_5} \quad (4.102)$$

Considerando o caso de escoamento bifásico na saída do tubo capilar, balanços da quantidade de movimento são realizados para os planos 4 e 5, na Fig. (4.7), assumindo que a queda de pressão é a mesma para todos os pontos na seção. Para facilitar a modelagem é conveniente expressar a perda de pressão em termos de um multiplicador bifásico,  $K_L$ , definido como a razão da queda de pressão no escoamento da mistura bifásica sobre a queda de pressão no escoamento de líquido. A perda de pressão na mudança de seção, para o escoamento bifásico na saída do tubo capilar, *Hewitt (1981)* apresenta a seguinte correlação:

$$-\Delta P_{4-5} = P_4 - P_5 = G_4^2 \frac{A_4}{A_5} \left(1 - \frac{A_4}{A_5}\right) v_l K_L \quad (4.103)$$

onde  $K_L$  é o multiplicador bifásico.

Para o modelo de fases separadas:

$$K_L = \left[ \frac{(1-x)^2}{1-\alpha} + \frac{v_v}{v_l} \frac{x^2}{\alpha} \right] \quad (4.104)$$

Para o modelo homogêneo:

$$K_L = \left[ 1 + x \left( \frac{v_v}{v_l} - 1 \right) \right] \quad (4.105)$$

As relações para o multiplicador bifásico, dadas nas Eq. (4.104) e (4.105), assumem que a fração de vazio permanece constante, enquanto o fluido atravessa a mudança de seção.

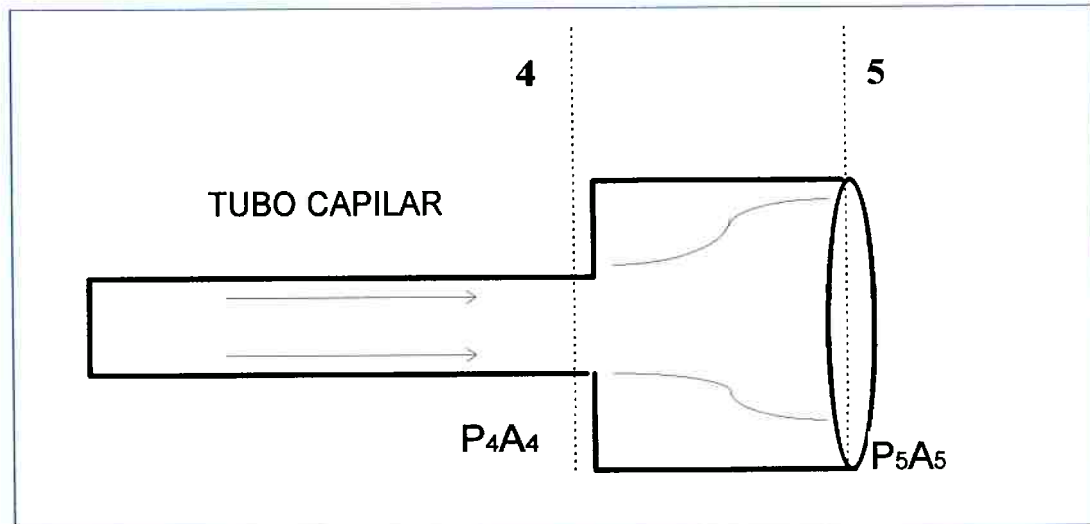


Figura 4.7 Esquema da mudança de seção na saída do tubo capilar.

#### 4.6.1 Escoamento Crítico

O escoamento do refrigerante na saída do tubo capilar pode atingir a condição crítica (escoamento sônico), dependendo da condição de entrada do refrigerante e da pressão de saída no tubo capilar.

À medida que o refrigerante escoar através do tubo capilar, a pressão diminui, enquanto que, a velocidade e a entropia aumentam. Da segunda lei da termodinâmica obtemos que, para o ponto de máxima entropia, deve corresponder o ponto crítico onde a velocidade sônica é atingida, o que ocorre só na saída do tubo capilar, já que, um estado supersônico em um tubo de área constante é fisicamente impossível de ser atingido, a partir de uma velocidade subsônica na entrada do tubo. Assim, subsequentes

diminuições de pressão no reservatório à jusante não produzem mais aumento da vazão mássica e o escoamento do refrigerante, no interior do tubo capilar, torna-se independente das condições no reservatório de descarga (pressão de evaporação). Estudos experimentais (*Pate e Tree, 1987* e *Schultz, 1988*) mostraram a existência deste fenômeno, que pode ser parcialmente previsto através de uma análise teórica. A velocidade crítica da mistura bifásica mostrou ser consideravelmente inferior à velocidade sônica do fluido monofásico, seja escoando totalmente vapor ou totalmente líquido.

O equacionamento da condição crítica para escoamento bifásico líquido-vapor apresenta dificuldades em vista do grande número de variáveis envolvidas. Ao longo destas décadas diversas teorias foram formuladas a respeito. *Pate e Tree (1987)* e *Schultz (1988)*, estudaram o escoamento crítico em tubos capilares, fornecendo algumas correlações empíricas com a finalidade de modelar o fenômeno. *Schultz (1988)* através de experiências realizadas com os refrigerantes R-12 e R-22, confirma a teoria que supõe um comportamento não ideal do escoamento bifásico crítico, expresso através de diferentes velocidades das fases líquida e vapor, na saída do tubo capilar, e propõe uma nova correlação para a razão de deslizamento entre as fases ( $S$ ), em função do título da mistura, da vazão mássica e do grau de subresfriamento. *Pate e Tree (1987)* relataram também, a existência de modelos para calcular a velocidade crítica, agrupando-os em três categorias: modelos de equilíbrio homogêneo (HEM), modelos homogêneos “congelados” (HFM) e modelos de não equilíbrio. Os resultados experimentais encontrados pelos autores mostraram que estes modelos diferem de forma significativa para uma mesma condição, quando testados em tubos capilares.



No modelo, aqui apresentado, será considerado inicialmente, que as condições críticas de escoamento são atingidas, quando pequenas variações na pressão originam valores negativos para o comprimento de tubo calculado, não sendo necessário a utilização de modelos de qualquer espécie para o cálculo da velocidade crítica, assim, quando  $\frac{dP}{dz} \rightarrow \infty$  o modelo realiza os cálculos para esta temperatura, no lugar da temperatura de evaporação. A Fig. (4.8) mostra o diagrama Temperatura x Entropia (T-s) para o escoamento de refrigerante que ocorre na saída do tubo capilar.

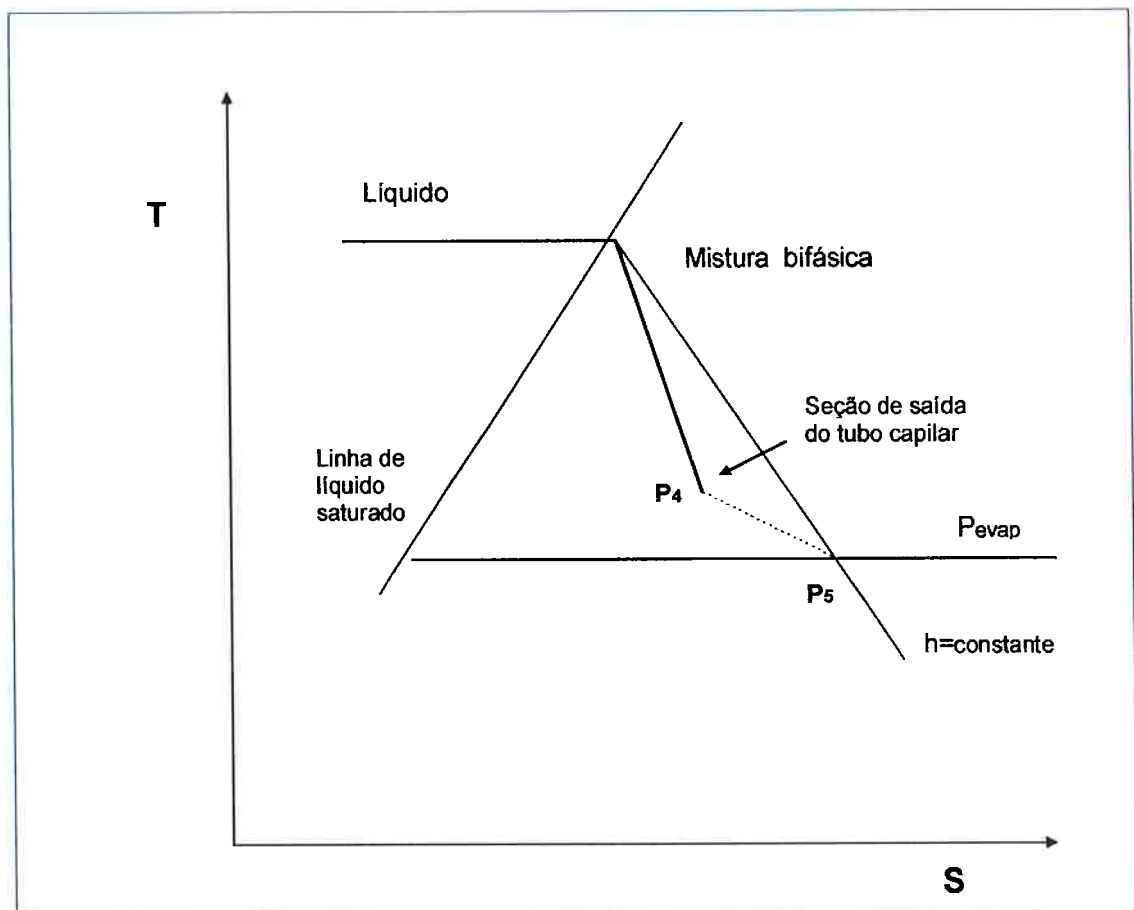


Figura 4.8 Condição crítica de escoamento na saída do tubo capilar.

## 4.7 MÉTODO DE SOLUÇÃO DO MODELO NUMÉRICO

Para obter a integração das equações de conservação da quantidade de movimento e da energia na região líquida e na região bifásica o tubo capilar foi dividido em um número finito de volumes de controle de comprimento ( $\Delta z$ ).

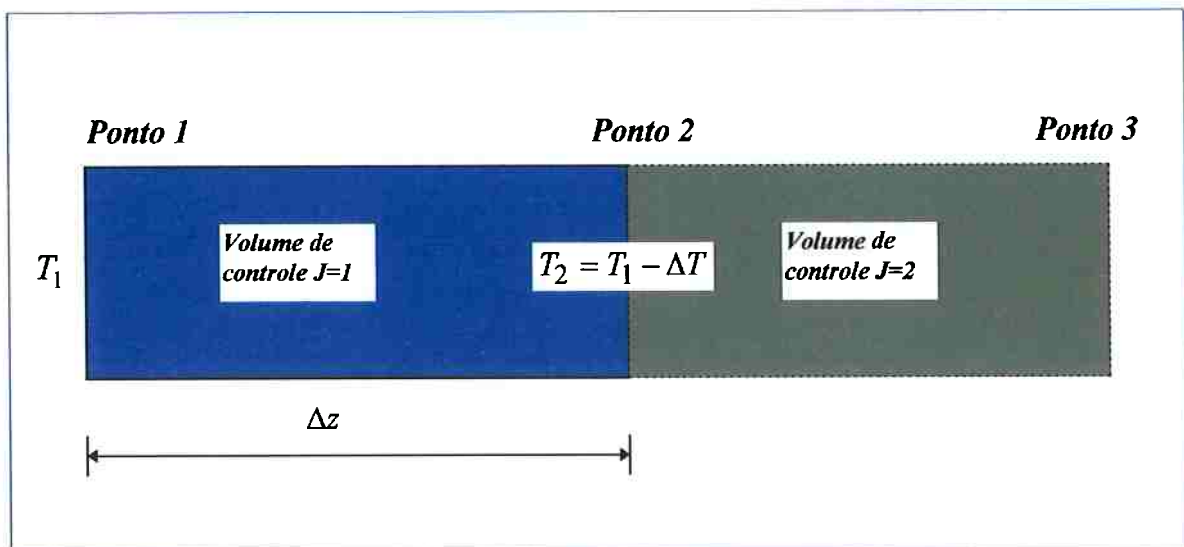


Figura 4.9 Volume de controle para a solução do modelo.

Para cada volume de controle mostrado na Fig. (4.9) é realizada uma solução iterativa. Conhecidos os valores na seção de entrada (ponto 1), isto é, os dados de entrada do programa, calcula-se as propriedades termodinâmicas e termofísicas do refrigerante neste ponto. Como segundo passo, assume-se um  $\Delta T$  de temperatura, cujo valor é encontrado através dos dados de entrada do programa, isto é, a diferença das temperaturas de entrada e evaporação divididos pelo número de volumes de controle, assim:  $\Delta T = T_{ent} - T_{evap} / N$ .

Com o valor de  $\Delta T$  definido, é realizado o balanço de energia no volume de controle  $J=1$  e calculadas as propriedades do refrigerante para a seção de saída (ponto 2), onde:  $T_2 = T_1 - \Delta T$ . Obtidos estes valores, calcula-se as propriedades médias dos valores encontrados na entrada (ponto 1) e na saída (ponto 2) do volume de controle, obtendo-se desta forma os valores para o volume de controle  $J=1$ .

#### 4.7.1 Escoamento do Refrigerante ao Longo do Tubo Capilar

A solução das equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia é feita passo a passo para cada volume de controle, começando com a temperatura de condensação e diminuindo-se um  $\Delta T$  de temperatura para cada iteração, até atingir a temperatura de evaporação ou a condição de escoamento crítico. O processo começa na entrada do refrigerante no tubo capilar, onde o primeiro elemento do volume de controle é identificado como  $J=1$ , e segue até a saída do tubo capilar, onde o último elemento será identificado para  $J=N$ . A identificação de cada volume de controle, no programa de computador desenvolvido para o simulador, é realizada considerando-se a localização do tubo capilar dentro de uma matriz tridimensional. Cada elemento do volume de controle é identificado em relação à matriz por meio de um sistema de coordenadas  $(I, J, K)$ . Para o modelo considera-se o tubo capilar reto e na posição horizontal, que corresponde ao eixo  $J$ , no esquema mostrado na Fig. (4.10).

Em linguagem de computação, os elementos dos volumes de controle,  $I, J$ , e  $K$  podem ser incrementadas por meio de um ninho de "loops", e a identificação do volume de controle na matriz tem por finalidade simular qualquer configuração geométrica para

### 4.7.2 Algoritmo do Modelo de Simulação

Basicamente o método de integração do modelo matemático é o seguinte:

a) Conhecidas as condições iniciais de entrada do programa como: temperatura de evaporação e condensação, título se saturado, vazão mássica de refrigerante e características geométricas do tubo capilar, calcula-se as propriedades termodinâmicas do fluido, a velocidade e o fator de atrito para o ponto  $1$ , no primeiro volume de controle, identificado como  $J=1$ .

b) Para calcular o ponto  $2$  no volume de controle  $J=1$  da Fig. (4.9) é assumido uma pequena variação de temperatura  $\Delta T$ , calculada em função da temperatura de entrada do tubo capilar, da temperatura de evaporação e do número  $N$  de divisões do tubo. Assim, o  $\Delta T$  de temperatura será obtido da seguinte maneira:

$$\Delta T = \frac{T_{ent} - T_{evap}}{N} \quad (4.107)$$

$\Delta T$  poderá assumir valores muito pequenos, dependendo da precisão desejada nos cálculos, e ficará a critério do usuário. Já que a  $T_{ent} = T_{cond} - T_{sub}$  (temperatura de condensação - grau de subresfriamento),  $T_{evap}$  (temperatura de evaporação) e  $N$  (número de volumes de controle em que será dividido o tubo) serão dados de entrada do programa.

c) Calculado  $\Delta T$ , podemos encontrar as propriedades de estado para a saída do volume de controle  $J=1$ . Dessa forma, a temperatura no ponto  $2$  será:

$$T_2 = T_1 - \Delta T \quad (4.108)$$

Conhecido  $T_2$  e calculado  $P_2$ , encontra-se o título do refrigerante,  $x$ , se o estado for saturado através da equação da energia, bem como as propriedades termodinâmicas e de transporte para o refrigerante no ponto 2, assim como o fator de atrito e a velocidade.

d) Conhecidos os estados relativos aos pontos 1 e 2, admite-se para o primeiro volume de controle,  $J=1$ , que as propriedades assumem valores médios entre estes dois pontos. Para o fator de atrito e para a velocidade, temos:

$$f_m = \frac{f_1 + f_2}{2} \quad (4.109)$$

$$u_m = \frac{u_1 + u_2}{2} \quad (4.110)$$

e) O comprimento  $\Delta z$ , encontrado para o volume de controle do tubo  $J=1$ , será calculado utilizando as equações de conservação. Para o modelo homogêneo, temos:

$$\Delta z_{J=1} = \frac{P_1 - P_2}{f_m \frac{G^2 v_m}{2D}} \quad (4.111)$$

Para o modelo de fases separadas, o  $\Delta z$  será calculado por:

$$\Delta z = \frac{[(1 + G^2)\Pi] - G^2(x_2 - x_1)(\Theta)}{f_m \frac{G^2 v_m}{2D}} \quad (4.112)$$

onde:  $\Pi$  e  $\Theta$  são dados pelas equações abaixo:

$$\Pi = \frac{x^2}{\alpha} \left( \frac{d\nu_v}{dP} \right) + \frac{d\alpha}{dP} \left[ \frac{(1-x)^2 \nu_l}{(1-\alpha)^2} - \frac{x^2 \nu_v}{\alpha^2} \right] \quad (4.113)$$

$$\Theta = \left[ \frac{2x\nu_v}{\alpha} - \frac{2(1-x)\nu_l}{(1-\alpha)} \right] + \frac{d\alpha}{dx} \left[ \frac{(1-x)^2 \nu_l}{(1-\alpha)^2} - \frac{x^2 \nu_v}{\alpha^2} \right] \quad (4.114)$$

$\Delta z$  será incrementado à medida que o refrigerante escoar pelo tubo capilar, até que a pressão atinja a pressão de evaporação ou a pressão crítica (quando a velocidade é sônica). A condição de bloqueio será verificada tendo como critério a obtenção de um  $\Delta z$  negativo.

f) Os resultados encontrados para o volume de controle  $J=1$  serão os dados de entrada do próximo elemento  $J=2$ , (pontos 2 e 3) e, assim, sucessivamente até  $J=N$ . Dessa maneira, o método de solução cobrirá cada elemento, passo a passo, acompanhando o fluido refrigerante desde  $J=1$  até  $J=N$  na saída do tubo capilar. A temperatura dos elementos será calculada através da seguinte equação:

$$T_{j+1} = T_j - \Delta T \quad (4.115)$$

A Fig. (4.11) mostra o esquema do algoritmo do programa de simulação, e as opções do modelo.

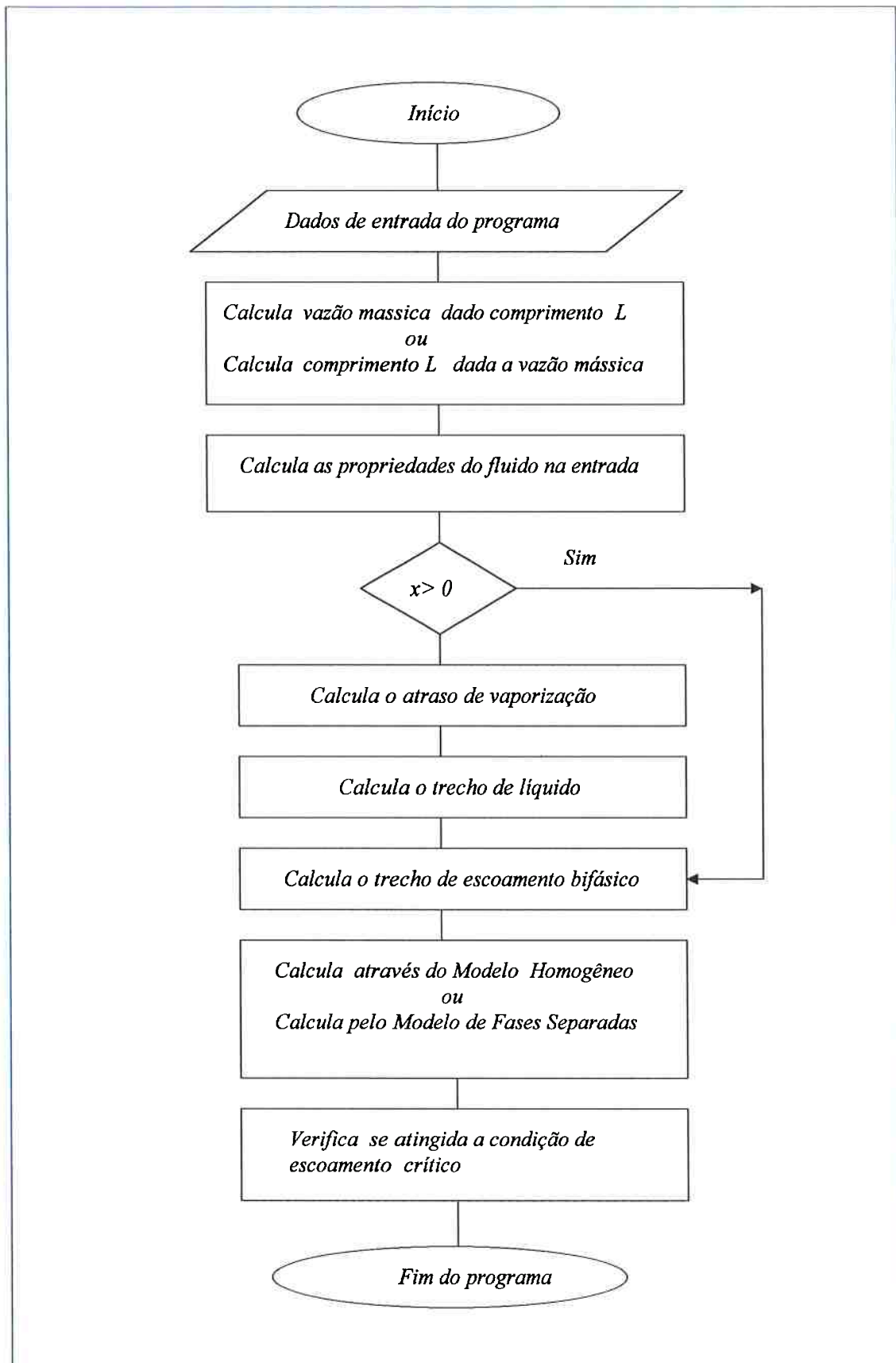


Figura 4.11 Algoritmo do programa para o modelo de simulação do tubo capilar.

---

## 4.8 VALIDAÇÃO DO MODELO

Para verificar o correto funcionamento do programa de simulação, torna-se necessário validar os resultados obtidos para o modelo matemático proposto. Comparações com resultados experimentais, encontrados na literatura, foram realizados para uma larga faixa de vazões mássicas e com diferentes refrigerantes.

Os resultados experimentais fornecidos por *Bolstad e Jordan (1948)*, e posteriormente, por *Wijaya (1991)* e *Mello et al. (1994)*, para refrigerante R-12. Bem como os resultados experimentais de *Wijaya (1991)* e *Dirik et al (1994)* para o refrigerante R-134a foram comparados com os resultados numéricos da simulação do modelo.

Com respeito ao desempenho de tubos capilares com hidrocarbonetos, como isobutano e propano, usados principalmente na Europa, quase não foram encontrados resultados experimentais, porque seu uso é recente. Na literatura aberta, somente foi encontrado o trabalho publicado por *Mello et al. (1994)*.



#### 4.8.1 Resultados do Desempenho do Tubo Capilar para CFC-12

Os resultados previstos com o uso do modelo para o refrigerante CFC-12 são comparados na Fig. (4.12) com os dados experimentais publicados por alguns dos autores citados anteriormente. Os resultados, de maneira geral, apresentam boa concordância com a literatura. Foi realizada uma comparação da vazão mássica experimental com a vazão simulada, através do modelo de equilíbrio homogêneo. A figura mostra o desempenho do modelo, para as diversas condições experimentais obtidas por vários autores e realizadas ao longo dos últimos 50 anos.

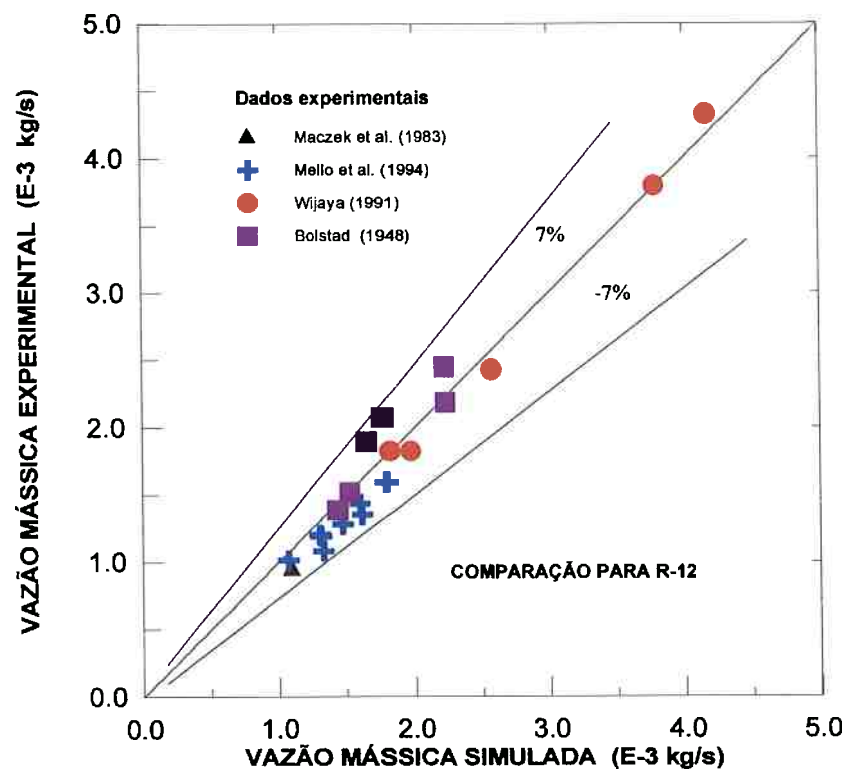


Figura 4.12 Comparação entre as vazões mássicas experimentais e simuladas para R-12

#### 4.8.2 Resultados do Desempenho do Tubo Capilar para HFC-134a

A Fig. (4.13) mostra a validação do modelo homogêneo para o refrigerante R-134a comparando os resultados com os obtidos experimentalmente por *Wijaya (1991)* e *Dirik et al. (1994)*. Alguns outros autores como *Peixoto (1994)* e *Mello et al. (1994)* e *Paiva (1996)* trabalharam com R-134a, mas os resultados não foram fornecidos em forma de tabelas, dificultando a comparação, já que a obtenção dos resultados, através de gráficos, acarretaria erros grosseiros na simulação, por este motivo não foram incluídos nesta comparação.

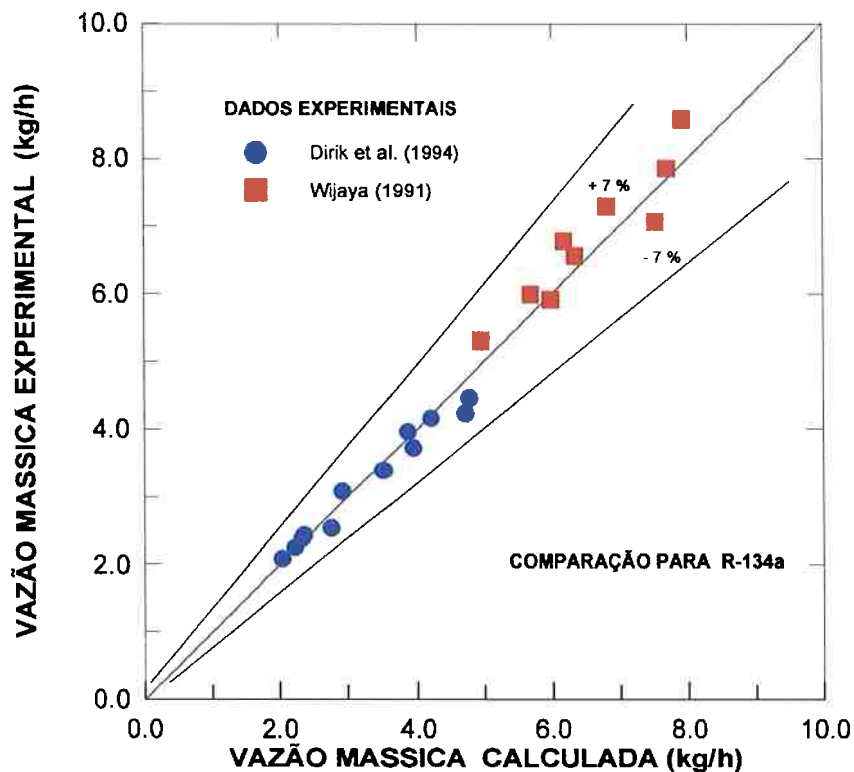


Figura 4.13 Comparação entre a vazão mássica experimental e a prevista pelo modelo homogêneo para R-134a.

---

## 4.9 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DO SIMULADOR

Foram realizadas simulações, sob as mais diversas condições, com o objetivo de mostrar as potencialidades do modelo. Testes experimentais realizados em laboratório, por diversos autores, são o ponto de partida da análise. Os parâmetros geométricos e de operação foram investigados, um a um, mantendo-se inalterados os demais, de forma a visualizar a influência de cada variável no desempenho global do tubo capilar.

Alguns resultados obtidos na simulação, quando possível, são comparados com resultados experimentais obtidos na literatura. As simulações foram realizadas com os modelos de fases separadas e homogêneo, considerando, inclusive, o efeito do óleo lubrificante. O simulador em alguns casos, considera os efeitos da metaestabilidade, já que a modelagem deste fenômeno requer extremo cuidado na utilização de correlações ou na aplicação de fatores de correção.

A seguir, são mostrados os diversos testes realizados com o simulador. Inicialmente é investigado o comportamento da pressão e do título ao longo do tubo capilar. É avaliada também, a influência do grau de subresfriamento, da rugosidade e do diâmetro interno, sobre a vazão mássica. Finalmente, são testados diferentes casos com a mistura refrigerante-óleo.

#### 4.9.1 Variação da pressão ao longo do tubo capilar

Na Fig. (4.14) pode-se observar o comportamento do simulador quando utilizado o modelo de equilíbrio homogêneo, comparado com os resultados experimentais fornecidos por *Lin et al. (1991)* para o refrigerante R-134a. A distribuição de pressão medida pelo autores foi realizada para as condições mostradas na figura, isto é,  $P_{\text{cond}} = 10,8 \text{ bar}$ ,  $P_{\text{evap}} = 3,0 \text{ bar}$  e  $T_{\text{sub}} = 2 \text{ K}$  em tubo capilar de 1,17 mm de diâmetro. Pode-se observar que a pressão decresce linearmente na região líquida, devido ao atrito viscoso, e para a região bifásica, a simulação acompanha o comportamento do gradiente de pressão experimental. Perfil semelhante é observado quando utilizado o modelo de fases separadas.

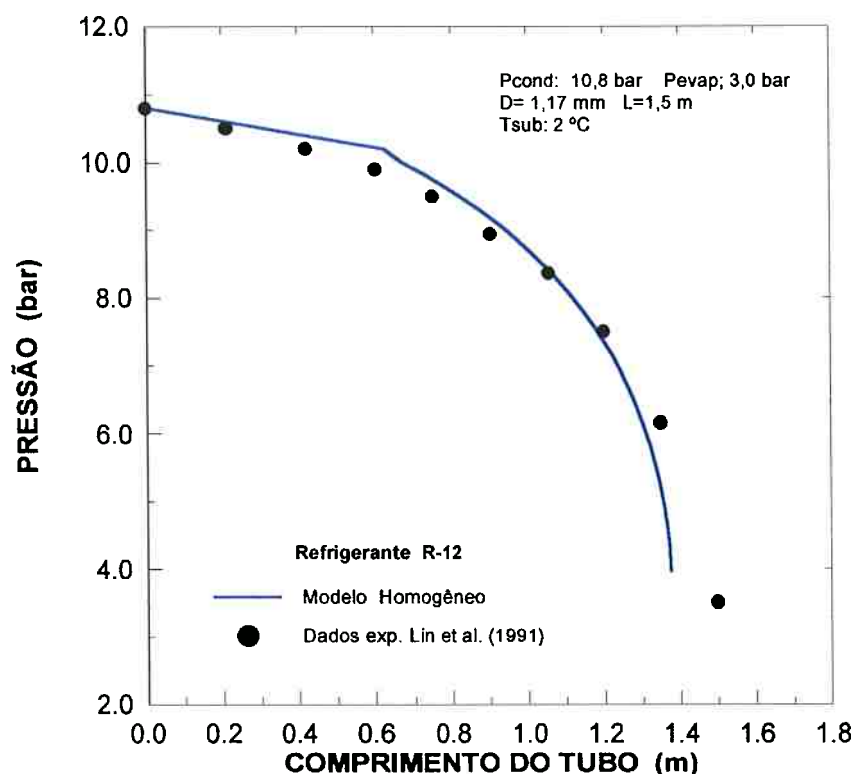


Figura 4.14 Comparação entre resultados experimentais para o perfil de pressão ao longo do comprimento do tubo com o modelo de simulação.

#### **4.9.2 Comparação do perfil de pressões utilizando o modelo homogêneo e de fases separadas**

O comportamento do perfil de pressões no tubo capilar, quando utilizado o modelo homogêneo e o modelo de fases separadas é mostrado na Fig. (4.15). As condições de operação e de geometria correspondem a testes realizados por *Silvares (1994)*. Pode-se apreciar que o comprimento de tubo capilar, em torno de 2,85m calculado pelo modelo de fases separadas coincide com os valores fornecidos por *Silvares (1994)*, já o modelo homogêneo superestima os valores do comprimento em aproximadamente 7%.

A Fig. (4.16) mostra a comparação do perfil de pressão quando utilizado o modelo homogêneo e o modelo de fases separadas, para um comprimento de tubo capilar previamente fixado. Os parâmetros de entrada para a simulação foram obtidos de *Wijaya (1991)*. A vazão mássica calculada pelo simulador, utilizando o modelo de fases separadas apresenta valores 5% superiores aos obtidos utilizando o modelo homogêneo.

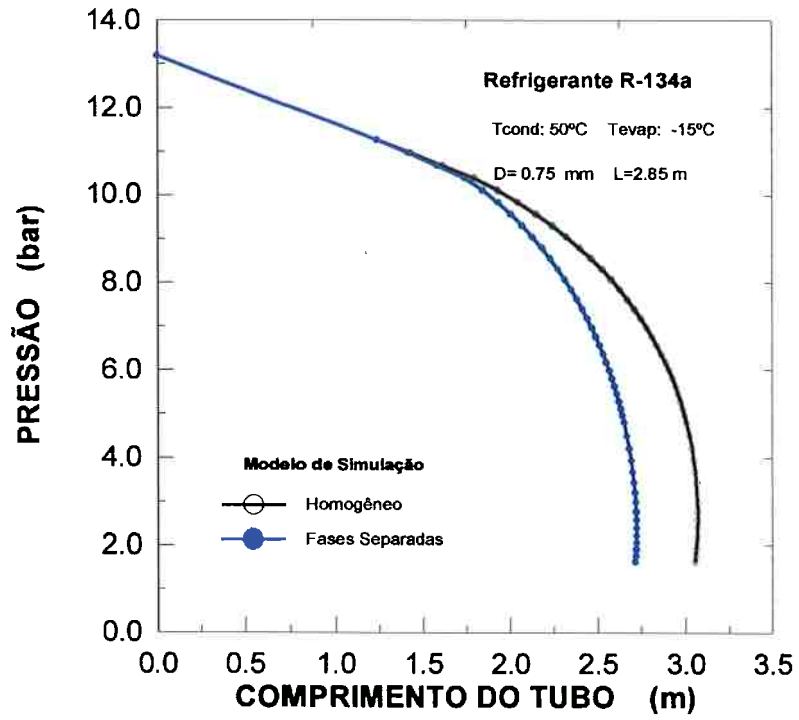


Figura 4.15 Comparação entre o perfil de pressão obtido com o modelo homogêneo e com o modelo de fases separadas.

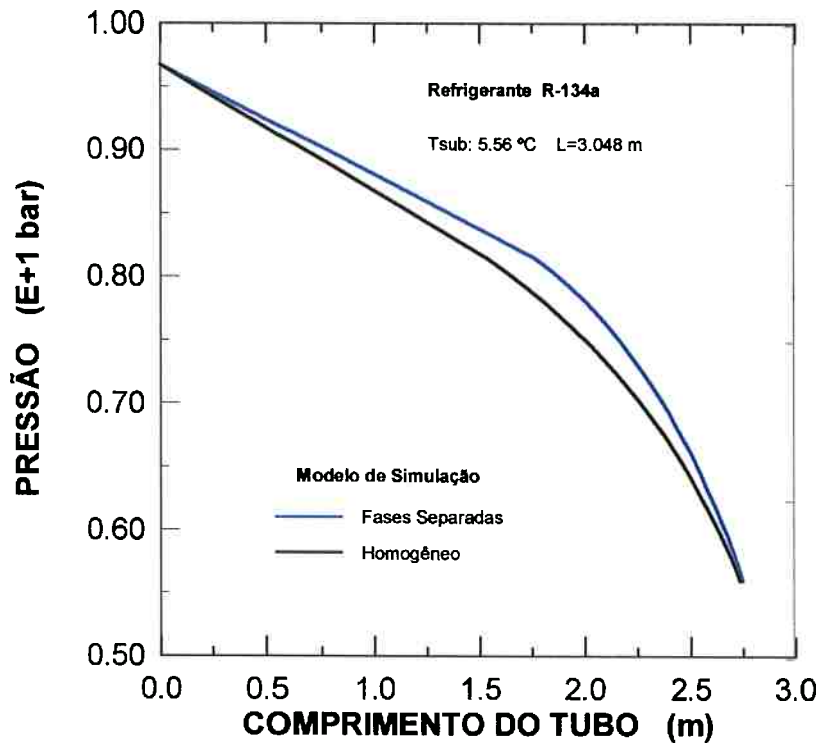


Figura 4.16 Distribuição de pressões utilizando o modelo de fases separadas e o modelo homogêneo para o comprimento fixo do tubo capilar.

#### 4.9.3 Distribuição do título do refrigerante ao longo do tubo capilar

O título ao longo do tubo capilar, previsto pelo modelo homogêneo é apresentado na Fig. (4.17). A comparação realizada com os dados experimentais fornecidos por *Lin et al. (1991)* mostra a variação do título ao longo do tubo capilar. Pode-se apreciar o comportamento não linear do título na região bifásica. O modelo acompanha a variação do título medida experimentalmente ao longo do comprimento do tubo capilar, inclusive para o salto encontrado quando o refrigerante muda de fase, isto para aproximadamente 0,65 m do comprimento do tubo capilar, para as condições de teste mostrados na Fig. (4.17).

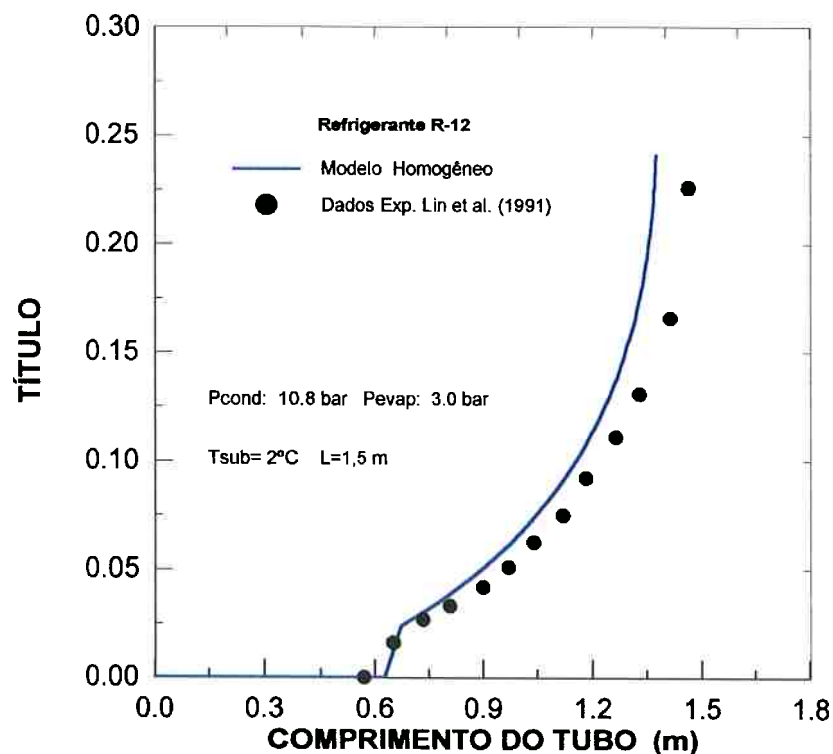


Figura 4.17 Comparação entre a distribuição do título do refrigerante prevista pelo modelo e os dados experimentais obtidos por Lin et al. (1991).

#### **4.9.4 Influência do grau de subresfriamento na vazão mássica e no comprimento do tubo capilar**

A Fig. (4.18) mostra a variação da vazão mássica para quatro diferentes graus de subresfriamento. Pode-se observar o aumento da vazão mássica à medida que o grau de subresfriamento é aumentado. Neste gráfico são utilizados os dados das experiências relatadas por *Silvares (1994)*. Os resultados obtidos com o modelo homogêneo e com o modelo de fases separadas diferem em aproximadamente 5 % para as mesmas condições de operação. Os resultados mostram também, que o modelo de fases separadas fornece valores menores para a vazão mássica e, esta diferença tende a diminuir à medida que o grau de subresfriamento é aumentado, isto pode ser explicado pela variação do volume específico, já que, no escoamento bifásico os efeitos da perda de pressão devido à aceleração são maiores.

Pode-se observar na Fig. (4.19) que o comprimento calculado para o tubo capilar aumenta à medida que a vazão mássica é diminuída, quando utilizado o modelo homogêneo, essa tendência é acompanhada para os diferentes graus de subresfriamento testados. Estas variações tendem a aumentar para vazões mássicas menores. Como visto anteriormente, o aumento no grau de subresfriamento origina comprimentos maiores para o tubo capilar, em vista que, uma maior quantidade de líquido circula pelo tubo capilar aumentando assim o trecho de líquido e portanto, aumentando o comprimento necessário para atingir a condição de projeto desejada.



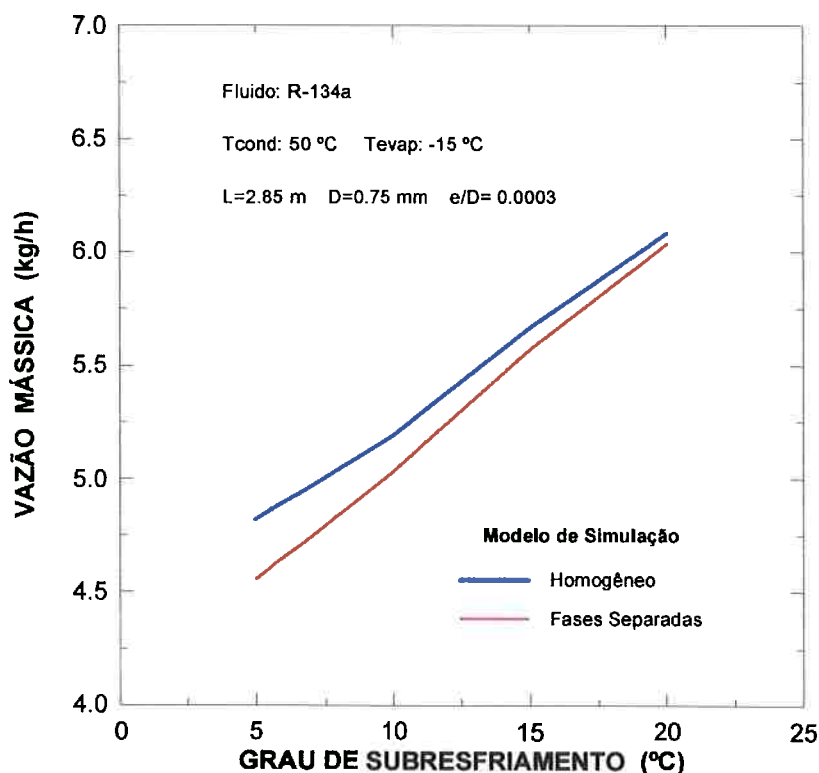


Figura 4.18 Efeito do grau de subresfriamento na vazão mássica.

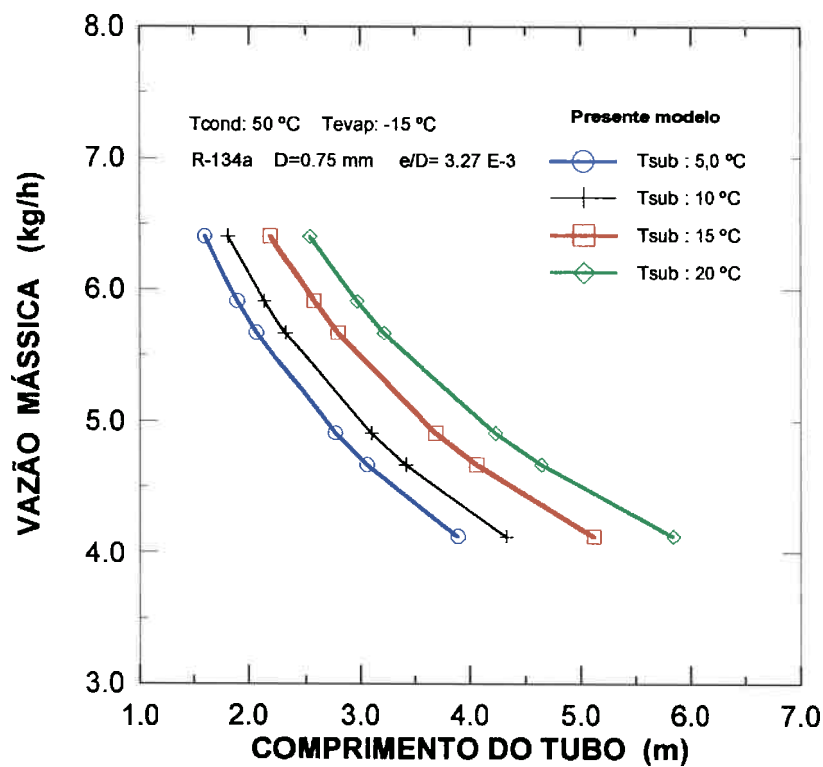


Figura 4.19 Influência do grau de subresfriamento para diferentes vazões mássicas sobre o comprimento do tubo capilar segundo o modelo homogêneo

#### 4.9.5 Variação da vazão mássica com a temperatura de condensação

A Fig. (4.20) mostra o aumento da vazão mássica com o aumento da temperatura de condensação mantidos os outros parâmetros constantes. Pode-se observar que para o modelo homogêneo, as vazões mássicas são inferiores aos dados apresentados por *Wijaya (1992)* e para o modelo de fases separadas, as vazões mássicas são inferiores às previstas pelo modelo homogêneo. As diferenças encontradas entre os resultados experimentais e o modelo homogêneo são de aproximadamente 5% e para o modelo de fases separadas de aproximadamente 8%.

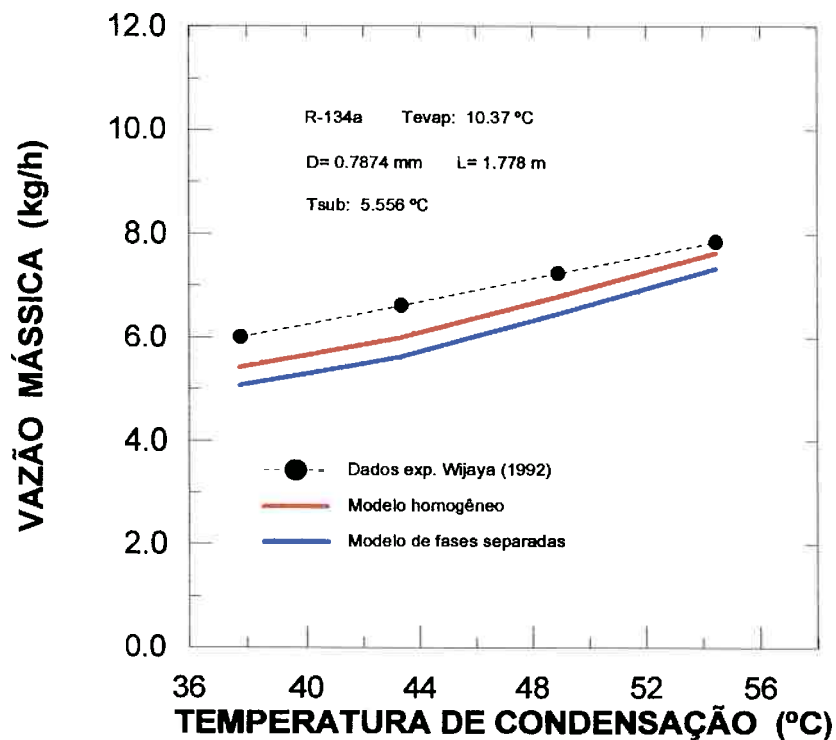


Figura 4.20 Variação da vazão mássica para diferentes temperaturas de condensação.

#### 4.9.6 Influência do diâmetro e da rugosidade relativa na vazão mássica

A rugosidade representa um importante parâmetro a ser avaliado quando pretende-se obter um bom desempenho do tubo capilar. Isto porque uma mudança na rugosidade do tubo capilar implica em variação na vazão mássica, já que a rugosidade é também um fator responsável pelo início da vaporização. Na Fig. (4.21) pode-se apreciar a influência da rugosidade relativa no comprimento total do tubo capilar, quando o modelo é testado para uma mesma vazão. Para uma rugosidade relativa  $\frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$  por exemplo, verifica-se um incremento no comprimento do tubo capilar, quando comparado com a rugosidade relativa para o tubo capilar de  $\frac{\varepsilon}{D} = 0,003$  e este valor tende a aumentar à medida que a vazão mássica é diminuída, já que, para velocidades menores do fluido, os efeitos do atrito viscoso exercem maior influência na parede interna do tubo capilar.

Na Fig. (4.22) pode-se observar a importância do diâmetro interno do tubo capilar. Foram comparados, dados experimentais obtidos de *Dirik et al. (1994)* e *Silvares. (1994)*. Pequenas variações no diâmetro, originam um aumento significativo da vazão mássica. A simulação realizada com os dados experimentais de *Silvares. (1994)* e *Dirik (1994)* demonstra a importância de se medir corretamente o diâmetro interno do tubo capilar. Os resultados obtidos com o modelo de fases separadas, confirmam também, este aumento na vazão mássica à medida que o diâmetro do tubo é aumentado.

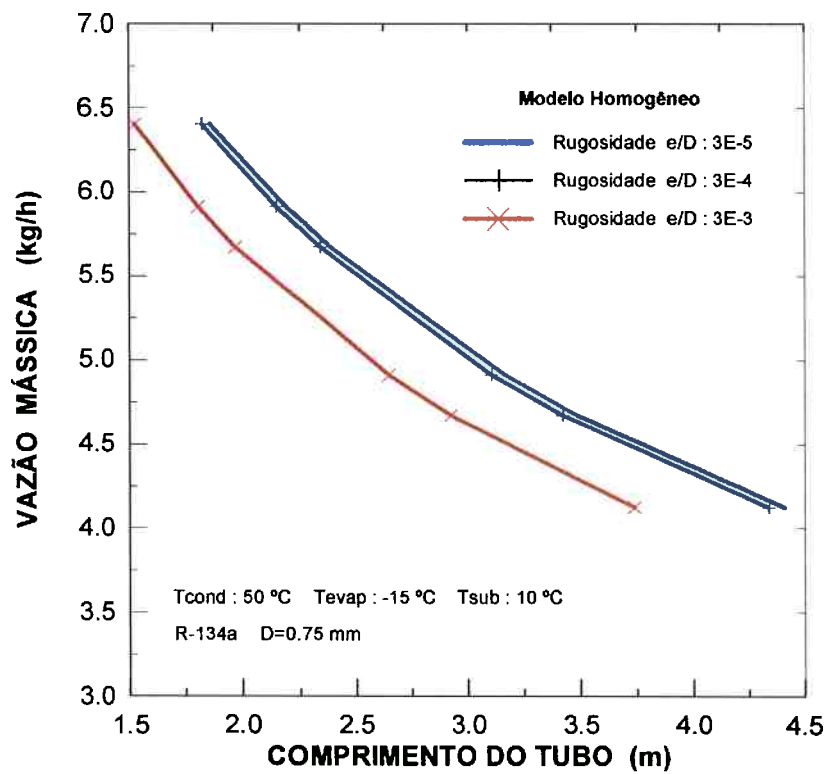


Figura 4.21 Influência da rugosidade relativa no comprimento do tubo capilar.

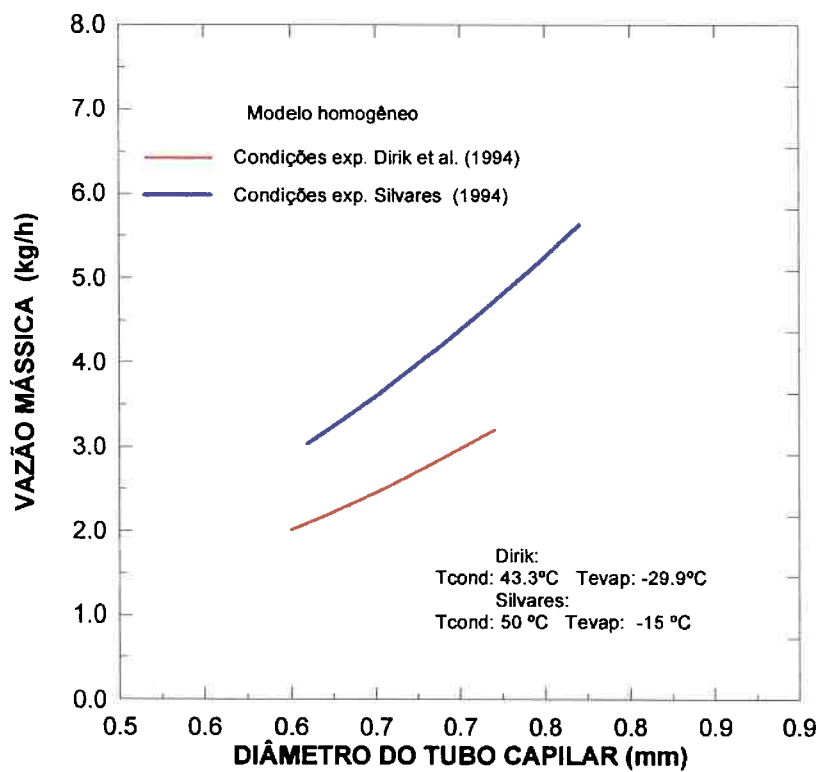


Figura 4.22 Influência do diâmetro interno na vazão mássica.

#### **4.9.7 Influência do óleo na vazão mássica e no desempenho do tubo capilar**

A presença de óleo lubrificante no escoamento de refrigerante produz uma redução no comprimento do tubo capilar para uma mesma vazão, como mostrado na Fig. (4.23). Esta redução origina-se devido à influência do óleo nas propriedades do refrigerante. Como a viscosidade da mistura, é um pouco maior que a do refrigerante puro, o aumento do atrito viscoso incrementa o trecho de escoamento líquido. Por outro lado, a pressão de saturação do refrigerante diminui com a adição de óleo originando uma mudança da posição do ponto de início de vaporização. A variação da vazão mássica é função da relação entre estes dois efeitos. Os resultados simulados mostraram que a presença de óleo causa um incremento no comprimento da região de líquido de aproximadamente 5% mas o comprimento total do tubo capilar é reduzido.

A Fig. (4.24) mostra uma redução na vazão mássica de aproximadamente 3% com o aumento do grau de subresfriamento da mistura refrigerante-óleo em relação ao refrigerante puro. Na Fig. (4.25) pode-se apreciar o efeito da concentração de óleo na vazão mássica para subresfriamento de  $5,2^{\circ}\text{C}$ . A Fig. (4.26) mostra o perfil de pressão obtido com o modelo homogêneo para refrigerante puro e para a mistura refrigerante-óleo com uma concentração de 5% de óleo poliéster. Pode-se apreciar uma pequena redução no valor calculado para o comprimento total do tubo para o escoamento de mistura refrigerante-óleo.

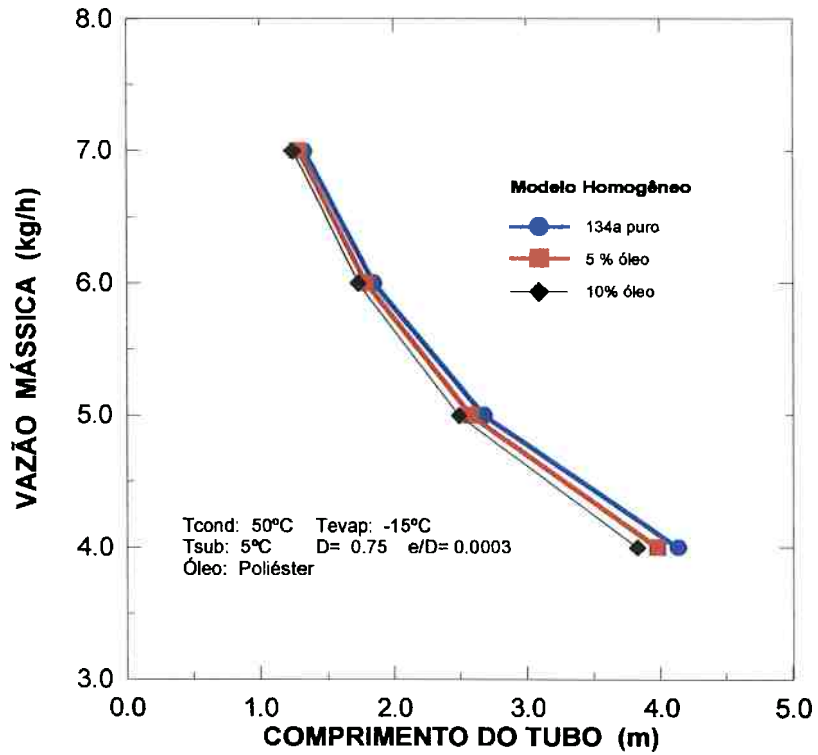


Figura 4.23 Influência do óleo no comprimento calculado do tubo.

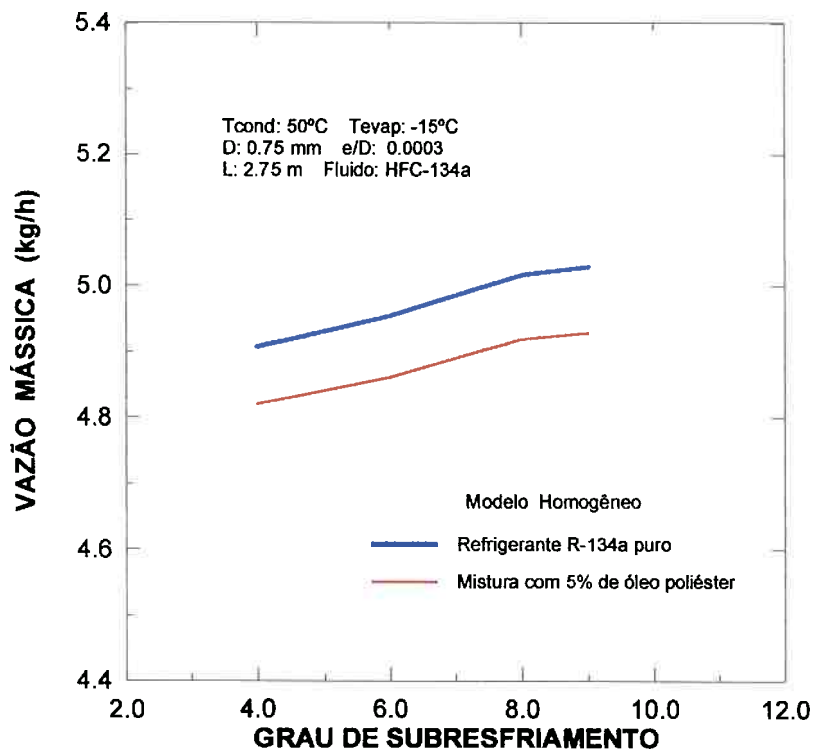


Figura 4.24 Variação da vazão mássica com o grau de subresfriamento prevista pelo modelo homogêneo

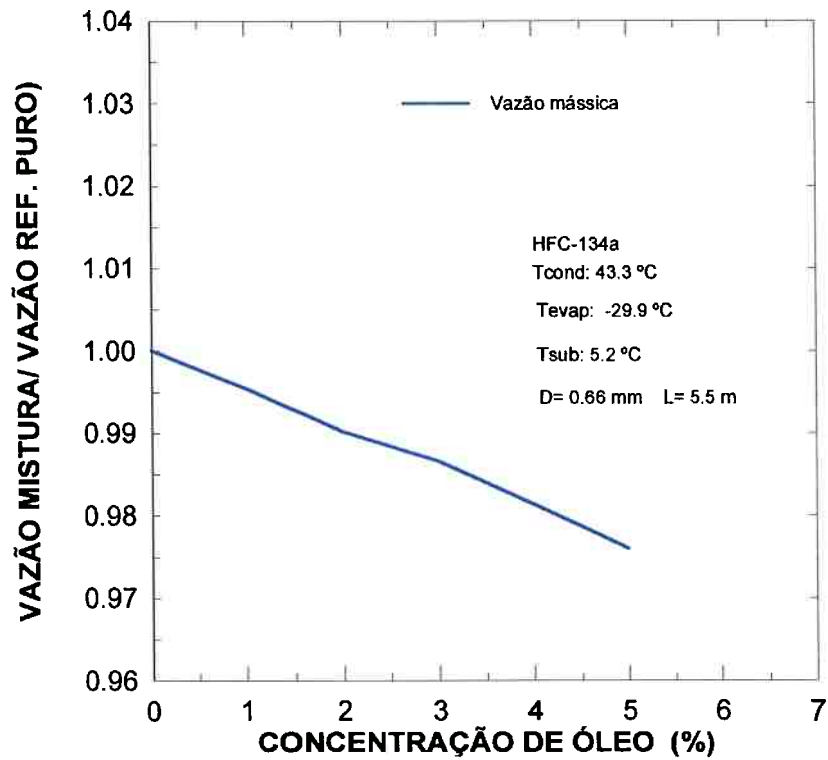


Figura 4.25 Efeito da concentração de óleo poliéster na vazão mássica.

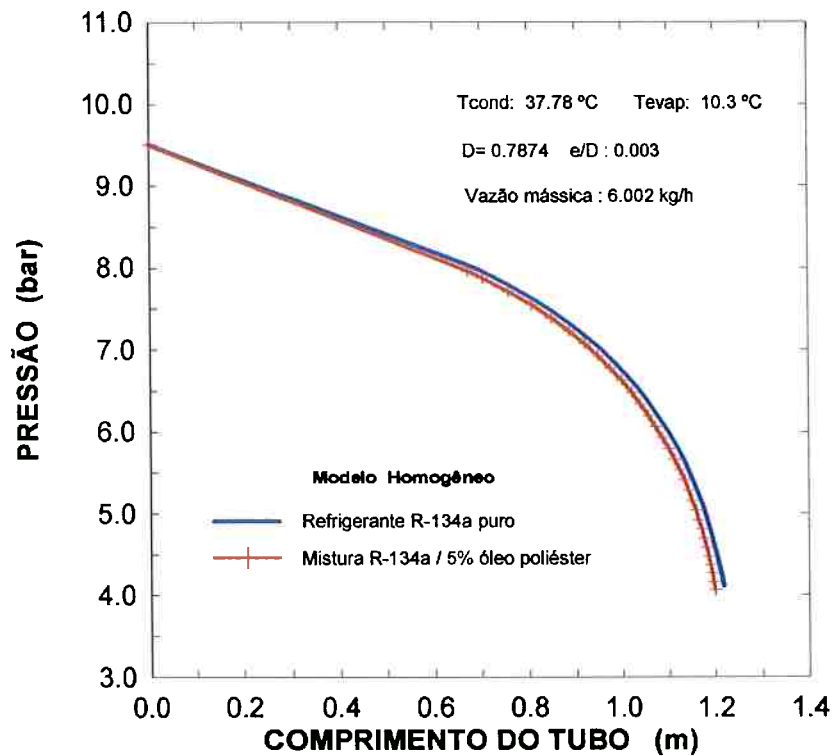


Figura 4.26 Perfil de pressão simulado com o modelo homogêneo considerando o efeito do óleo poliéster para as condições experimentais de Wijaya (1991).

A variação da vazão mássica de refrigerante com a temperatura de condensação pode ser observada na Fig. (4.27). Estes efeitos podem ser comparados com dados experimentais apresentados por *Wijaya (1991)* para subresfriamentos de 5,67°C e 16,67°C. Estes resultados são em média 7% superiores aos valores simulados considerando a presença de 5% de óleo poliéster no refrigerante.

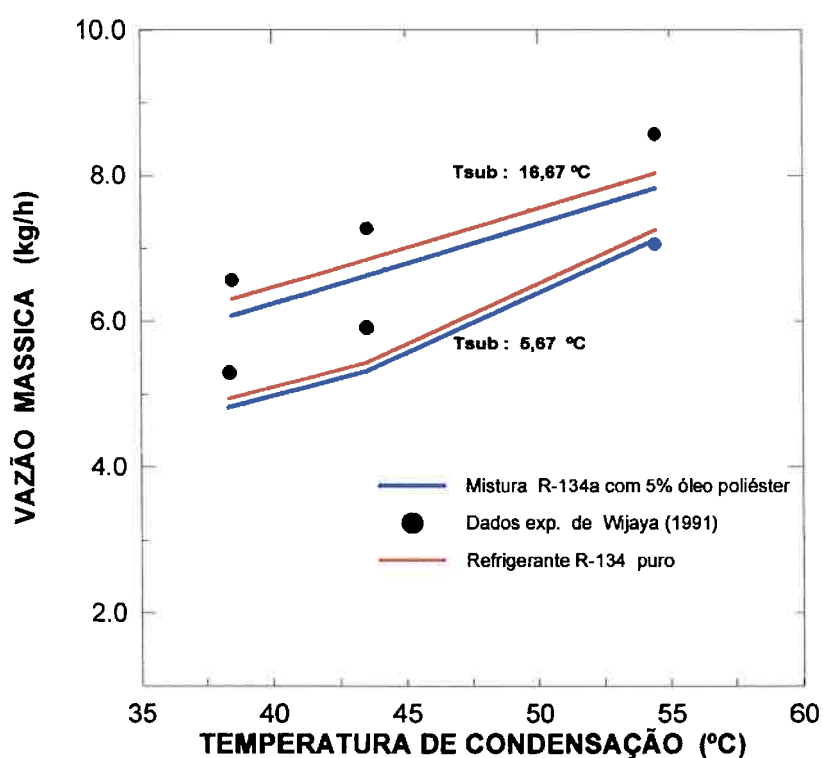


Figura 4.27 Variação da vazão mássica para diferentes temperaturas de condensação.



## Capítulo 5

---

### A MISTURA REFRIGERANTE-ÓLEO

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, a contaminação do refrigerante pelo óleo de lubrificação ocorre no estágio de compressão, quando o fluido refrigerante se encontra no estado vapor. O óleo lubrificante é arrastado pelo vapor de refrigerante passando para o condensador onde se mistura com o refrigerante líquido e a mistura passa pelo tubo capilar. Este tipo de escoamento é o objeto desta pesquisa. As concentrações entre 1% e 5% sugeridas por *Pate (1988)*, ocorrem para sistemas que não possuem separador de óleo, e são na base de massa, portanto, independentes da fase em que o fluido se encontra.

A presença de óleo lubrificante vindo do compressor, em mistura com o fluido refrigerante, influencia o desempenho do tubo capilar e tem efeito sobre a perda de carga do tubo capilar alterando a vazão do refrigerante, mudando a posição do início de vaporização e as condições de blocagem do escoamento. Estes são os aspectos que foram pesquisados na instalação do tipo “*blow-down*” construída para este trabalho na Escola Politécnica da USP.

Os primeiros estudos experimentais com misturas refrigerante-óleo escoando no interior do tubo capilar foram apresentados por *Bolstad e Jordan (1948)*. O aparato experimental utilizado pelos autores era um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Nos ensaios, para obter o escoamento do refrigerante puro era necessário a passagem do fluido por um separador de óleo e, para o escoamento da mistura refrigerante-óleo, o fluido não passava pelo separador de óleo. A quantidade de óleo lubrificante na mistura não teve nenhum tipo de controle e não foi medida. De acordo com os resultados encontrados pelos autores, houve uma elevação da vazão mássica e um aumento da região de escoamento líquido, devido principalmente à diminuição da pressão de saturação causada pela presença de óleo na mistura.

*Whitacre e Eibling (1963)* também estudaram a influência do óleo lubrificante no escoamento através de tubos capilares, mostrando que para altas concentrações de óleo, a vazão mássica aumenta em aproximadamente 8%. Em um estudo posterior, *Wijaya (1991)* faz referência ao efeito do óleo lubrificante, afirmando que este não afetava significativamente o desempenho do tubo capilar testado. O autor realizou experiências em tubos capilares com e sem separador de óleo, para refrigerante 134a puro e misturas refrigerante-óleo. Neste trabalho, não é mencionado o tipo de óleo utilizado e nem o controle realizado para medir a concentração de óleo na mistura. Os resultados apresentados são qualitativos e sem nenhum resultado conclusivo.

*Kim e O'Neal (1994)* estudaram os efeitos da concentração de óleo sobre a vazão mássica, no escoamento crítico através de tubos de orifício com o refrigerante R-134a. O estudo compara os resultados obtidos para refrigerante puro com os

resultados para a mistura R-134a / Polialquile-glicol. Os resultados encontrados pelos autores mostraram que os efeitos da concentração de óleo sobre a vazão mássica, variam em função da geometria do tubo, do grau de subresfriamento e do título. Foi encontrado também, um aumento de aproximadamente 3% na vazão mássica da mistura quando comparada com a vazão mássica do refrigerante puro, para subresfriamentos acima de 8,3°C. Para refrigerante saturado e subresfriamentos até 8,3°C houve um decréscimo progressivo da vazão mássica de até aproximadamente 12%, quando o refrigerante atingia a saturação na entrada da seção de testes. Os autores concluíram que os óleos de origem mineral (naftênicos e parafínicos), variam bastante nas suas propriedades termofísicas, quando comparados com os óleos de origem sintética (PAG e Poliéster), e recomendaram estudar separadamente diferentes refrigerantes com um óleo em particular, de forma a revelar as propriedades termofísicas afetadas pela mistura refrigerante-óleo.

---

## 5.1 MODELO PARA A MISTURA REFRIGERANTE-ÓLEO

Na revisão bibliográfica realizada no presente trabalho, não foram encontrados modelos numéricos de simulação, considerando o escoamento de misturas refrigerante-óleo sobre o desempenho de tubos capilares. Os poucos trabalhos experimentais existentes tratam o assunto de forma qualitativa. Portanto, uma das finalidades deste trabalho foi explorar este assunto de forma a analisar os efeitos da mistura refrigerante-óleo no atraso de vaporização e no desempenho do tubo capilar, já que estas variáveis ainda não foram totalmente estudadas.

Um estudo inicial acerca das propriedades das misturas refrigerante-óleo foi apresentado por *Spauschus (1963)*. No trabalho são utilizados conceitos termodinâmicos para calcular a fugacidade, o excesso de energia livre, a entalpia e a entropia da mistura de R-12 com óleo mineral. *Hughes et al. (1982)* apresenta cartas de pressão-entalpia para misturas refrigerante-óleo com concentrações de 0,1 % até 15 %, com o objetivo de verificar os efeitos da solubilidade do óleo. O efeito mais visível é o desaparecimento da linha de vapor saturado, (característica das curvas de refrigerante puro), isto ocorre porque não existe um único ponto de ebulição. Superpondo as cartas para refrigerante puro e mistura de refrigerante com 8% de óleo, foi observado que a ebulição na mistura começa para pressões inferiores e entalpias maiores que do refrigerante puro. De acordo com o autor, a utilização destas cartas sem considerar o efeito do óleo, reduz a capacidade de evaporação e aumenta o trabalho do compressor reduzindo o COP do sistema.

*Jensen e Jackman (1984)* apresentam correlações para a mistura refrigerante-óleo de algumas propriedades termofísicas como a tensão superficial, viscosidade, calor específico e condutividade térmica. Os autores encontraram mudanças no coeficiente de transferência de calor na ebulição nucleada como consequência da adição de óleo ao refrigerante e um aumento na temperatura de saturação, em torno de 2K, para cada aumento de 1% na concentração de óleo.

Aspectos básicos do tratamento das misturas refrigerante-óleo são discutidos também por *Thome (1995)*, onde são introduzidos os conceitos de temperatura de bolha, concentrações locais do óleo e mudanças de entalpia durante a vaporização. A mistura refrigerante-óleo é tratada como uma mistura zeotrópica. O autor conclui que a adição de óleo no refrigerante, produz mudanças no projeto de um sistema de refrigeração, uma vez que o óleo lubrificante altera os cálculos de balanço de energia, título de vapor e a diferença de temperatura média logarítmica (LMTD) do evaporador.

*Conde (1996)* apresenta uma avaliação das principais correlações encontradas na literatura, para o cálculo das propriedades termofísicas dos óleos utilizados em refrigeração. O autor propõe uma correlação para a pressão de vapor da mistura refrigerante-óleo, partindo da equação de "Wagner". Nesta correlação, são utilizados os valores da pressão e da temperatura crítica para refrigerante puro e, algumas constantes adaptadas para diferentes combinações de óleos e refrigerantes.

Os trabalhos experimentais encontrados na literatura, que tratam acerca da influência do óleo lubrificante nos sistemas de refrigeração, utilizam em suas análises algumas propriedades termodinâmicas e de transporte correlacionadas para as misturas refrigerante-óleo, como exemplo podemos citar os trabalhos de *Schlager e Pate (1990)* e *Van Gaalen e Pate (1991)*. Entretanto, a grande variedade de óleos utilizados em refrigeração acabam limitando sua utilização num modelo mais generalizado, via computador. Tendo em vista os objetivos deste trabalho, que requerem um simulador numérico que calcule os efeitos do óleo lubrificante sobre uma variedade de refrigerantes, torna-se difícil a utilização de uma única correlação experimental para calcular as opções pedidas no modelo. Portanto, foi necessário encontrar dados experimentais das propriedades termofísicas, para os diferentes óleos utilizados no modelo.

A implementação do equacionamento matemático para a mistura refrigerante-óleo é realizada a partir de hipóteses descritas na seção (5.1.1) adiante. A pressão de vapor da mistura refrigerante-óleo foi equacionada baseada na lei de “*Raoult*” para misturas ideais, considerando-se o peso molecular do refrigerante e do óleo lubrificante.

Os efeitos do óleo sobre a entalpia específica da mistura líquida, o calor específico, a condutividade térmica, a tensão superficial, a densidade e a viscosidade da mistura foram também considerados no simulador numérico. A obtenção destas propriedades tornou possível a avaliação numérica das mudanças que ocorrem no escoamento da mistura refrigerante-óleo no interior do tubo capilar, quando submetido a diferentes condições de operação.

As subrotinas do simulador numérico calculam, inicialmente, as propriedades de refrigerante puro. Se solicitado ao programa, o cálculo da mistura de refrigerante com óleo de lubrificação, será realizado a partir da concentração de óleo na mistura e do tipo de óleo lubrificante escolhido, ambos dados de entrada do programa. No simulador numérico foram utilizadas correlações experimentais para avaliar as propriedades termofísicas dos óleos naftênico, alquíbenzeno, polialquilene-glicol e poliéster.

### **5.1.1 Hipóteses Admitidas para o Equacionamento da Mistura Refrigerante-Óleo**

#### **I) O óleo permanece como líquido**

A adição de óleo ao sistema só deve alterar as propriedades termodinâmicas e de transporte do refrigerante líquido, não tendo qualquer efeito sobre a fase vapor. Isto pode ser justificado pela baixa volatilidade do óleo, já que nas temperaturas encontradas no tubo capilar dificilmente haveria evaporação do óleo no sistema.

#### **II) Considera-se a mistura como sendo homogênea**

No escoamento da mistura refrigerante-óleo, principalmente no evaporador, com o aumento do título, eventualmente pode ocorrer que a fase líquida uniforme se separe em duas fases líquidas distintas, uma fase líquida rica em refrigerante e outra fase rica em óleo, dependendo do limite de miscibilidade do refrigerante (*Manwell e Bergles, 1990*). Portanto, supõe-se que o óleo seja totalmente miscível no refrigerante e permaneça como uma mistura totalmente homogênea.

### III) **A mistura é uma solução ideal**

Geralmente, a cera contida na maioria dos óleos lubrificantes tende a precipitar-se quando submetida a baixas temperaturas, assim, flocos de cera poderão depositar-se no tubo capilar obstruindo a passagem do refrigerante. A umidade nos sistema, é um outro fator a considerar, sua presença origina a formação de sedimentos ácidos e resíduos de carbono. Para fins de simulação, no presente modelo considera-se a mistura refrigerante-óleo como uma solução ideal, supondo que reações químicas não poderão ocorrer durante o processo.

### IV) **A presença de óleo afeta todas as propriedades de saturação**

Os efeitos do óleo são avaliados no cálculo das propriedades de saturação, supondo que para cada temperatura, tem-se sempre uma pressão de saturação constante na região bifásica, para o caso de misturas azeotrópicas. Isto significa que mudam as correlações para calcular a pressão e temperatura de saturação, podendo concluir que, com o aumento do título, a fração de óleo na fase líquida também aumenta e com isto intensificam-se os efeitos do óleo sobre as propriedades do líquido saturado.

O presente modelo supõe também que as correlações desenvolvidas com refrigerantes puros ainda sejam válidas para misturas refrigerante-óleo, desde que sejam utilizadas as propriedades termodinâmicas e termofísicas da mistura.



### 5.1.2 Concentração de óleo no sistema

Na literatura são encontrados vários métodos para determinar a concentração de óleo na mistura . Os mais simples, obtêm a concentração medindo separadamente a massa da carga de refrigerante e de óleo no sistema, ou também, medindo a vazão da mistura refrigerante-óleo, para depois realizar a passagem da mistura por um separador de óleo, medindo desta vez a vazão mássica de refrigerante puro. O método da *ASHRAE (1984)* para medir a concentração de óleo, envolve a remoção de uma amostra da mistura refrigerante-óleo da linha de líquido, pesando a amostra, evaporando o refrigerante e pesando o resíduo. Esta técnica é somente aplicável para a operação em regime permanente e em grandes sistemas de refrigeração, onde a remoção de refrigerante não afeta significativamente a operação do sistema.

Devido as desvantagens apresentadas por estes procedimentos, métodos alternativos são encontrados na literatura, para medir a concentração de óleo nas misturas refrigerante-óleo. Entre eles, podemos citar os trabalhos de *Baustian et al.(1988, a,b,c)*, *Suzuki et al. (1993)* e *Meyer e Jabardo (1994)*.

*Baustian et al. (1988, a,b,c)*, utilizaram um medidor de vazão do tipo Coriolís, um sensor de velocidade acústica e um viscosímetro, respectivamente, para medir as concentrações de óleo lubrificante na linha de líquido do sistema. As misturas utilizadas foram: R-12 com óleo naftênico; R-22 com óleo naftênico e R-502 com óleo alquibenzeno.

*Suzuki et al. (1993)* mediram a concentração de óleo na linha de líquido de sistemas de refrigeração, utilizando os conceitos de absorção da luz através de raios infravermelhos. No trabalho é utilizado o espectro de absorção e comprimentos de onda do refrigerante líquido com as misturas R-12 com óleo parafínico e R-134a com PAG. A concentração é determinada por parâmetros óticos através da relação do comprimento de onda do óleo e do comprimento de onda da mistura refrigerante-óleo.

*Meyer e Jabardo (1994)* utilizaram um sensor de velocidade acústica para medir a concentração de óleo lubrificante do tipo 3GS e 5GS nos refrigerantes R-12 e R-134a. Os autores encontraram uma dependência linear da concentração com a velocidade acústica e a temperatura, e também, uma pequena dependência da velocidade acústica sobre a pressão. Segundo os autores, a velocidade acústica num meio, pode ser calculada medindo o tempo de passagem de uma onda de pressão atravessando uma distância conhecida. Neste trabalho, é utilizado um gerador de pulsos elétricos que excita dois transdutores ultrasônicos de imersão. O primeiro transdutor recebe o pulso elétrico e o converte mandando ondas de pressão que atravessam a mistura refrigerante-óleo líquida. O segundo transdutor detecta as ondas de pressão e emite pulsos elétricos em resposta. Os dois sinais são monitorados usando um osciloscópio. O tempo de trânsito determina o intervalo entre o início de cada sinal, desta forma, a velocidade acústica pode ser calculada. Posteriormente, *Bayani et al. (1995)* utilizaram um densímetro de alta precisão do tipo Coriolis para medir concentrações de óleo poliéster com R-134a. Estes dados foram estatisticamente correlacionados usando um método que inclui os efeitos da compressibilidade do líquido e a dependência funcional da densidade e da temperatura de saturação.

### a) Relação utilizada para a concentração

Define-se concentração  $C$  como sendo a fração de óleo lubrificante presente na mistura refrigerante-óleo. Na base mássica a mistura pode ser expressa assim:

$$C = \frac{m_O}{m_O + m_R} \quad (5.1)$$

onde,  $m_O$  e  $m_R$  são respectivamente a massa de óleo e a massa total de refrigerante.

Para adaptar estas equações ao modelo proposto, podemos expressar a concentração em função da vazão mássica.

$$C = \frac{\dot{m}_O}{\dot{m}_O + \dot{m}_R} \quad (5.2)$$

onde:

$\dot{m}_O$  = vazão mássica do óleo líquido (kg/s)

$\dot{m}_R$  = vazão mássica de refrigerante (líquido+vapor) (kg/s)

A vazão mássica total do refrigerante pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\dot{m}_R = \dot{m}_{Rl} + \dot{m}_{Rv} \quad (5.3)$$

onde:  $\dot{m}_{Rl}$  = vazão mássica do refrigerante no estado líquido (kg/s) e

$\dot{m}_{Rv}$  = vazão mássica do refrigerante no estado vapor (kg/s);

Podemos definir o título da mistura como razão entre a vazão mássica de refrigerante vapor e vazão mássica total da mistura, assim :

$$x = \frac{\dot{m}_{Rv}}{\dot{m}_{Rv} + \dot{m}_L} \quad (5.4)$$

onde:

$$\dot{m}_L = \dot{m}_{Rl} + \dot{m}_O \quad (5.5)$$

A Eq. (5.4) acima pode ser escrita da seguinte forma:

$$x = 1 - \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{Rv} + \dot{m}_L} \quad (5.6)$$

De acordo com a definição dada para a Eq. (5.1) a concentração de óleo no líquido, pode ser expressa assim:

$$C_L = \frac{\dot{m}_O}{\dot{m}_L} \quad (5.7)$$

Portanto, podemos escrever o título da mistura da seguinte forma:

$$x = 1 - \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{Rv} + \dot{m}_{Rl} + \dot{m}_O} \quad (5.8)$$

Da Eq. (5.3) obtemos:

$$x = 1 - \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_R + \dot{m}_O} \quad (5.9)$$

Combinando as Eq. (5.4), (5.5) e (5.6) obtemos a seguinte relação para o título da mistura:

$$x = 1 - C \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_O} \quad (5.10)$$

Rearranjando os termos acima, e com a Eq. (5.7) obtemos a relação para a fração de óleo na fase líquida em função da concentração total e do título da mistura:

$$x = 1 - \frac{C}{C_L} \quad (5.11)$$

Finalmente, obtemos a expressão final para a concentração do líquido da mistura.

$$C_L = \frac{C}{1-x} \quad (5.12)$$

### **5.1.3 Correlações para as Propriedades da Mistura Refrigerante-Óleo**

A adição de óleo lubrificante ao refrigerante altera as propriedades da mistura, afetando a perda de pressão durante o escoamento. Segundo *Manwell e Bergles (1990)* isto se deve ao aumento da tensão de cisalhamento entre a parede e o filme líquido, e também, entre o filme líquido e o vapor

Na implementação do presente modelo considera-se as seguintes propriedades termodinâmicas e termofísicas: pressão de saturação, entalpia específica do líquido, viscosidade, massa específica, tensão superficial, calor específico e condutividade térmica do refrigerante líquido e do óleo de lubrificação.

### a) Pressão de saturação

A solubilidade de misturas refrigerante-óleo é estudada determinando o equilíbrio da pressão de vapor do sistema, para uma composição constante como função da temperatura. Normalmente a solubilidade aumenta com o decréscimo da temperatura e a pressão de vapor da mistura decresce com o aumento da concentração de óleo, sendo um pouco diferente da pressão de vapor do refrigerante puro. O modelo aqui proposto, assume que a mistura é totalmente homogênea, portanto, não serão considerados óleos lubrificantes que não sejam solúveis no refrigerante. Com a adição de óleo no refrigerante ocorre uma redução na pressão de vapor do refrigerante, que para altas concentrações de óleo chega a ser significativa. De acordo com *Shao et al. (1995)* a pressão de vapor diminui quase 15% para concentrações de óleo em torno de 5%, originando diferenças nos coeficientes de transferência de calor e na queda de pressão durante a evaporação. *Sur e Azer (1991)* correlacionaram a pressão de saturação da mistura em função da concentração e dos pesos moleculares do refrigerante e do óleo. A correlação proposta é a seguinte:

$$P_{sat-M} = P_{sat-R} \left[ \frac{1 - C_L}{(1 - C_L) + \left(\frac{M_R}{M_O}\right) C_L} \right] \quad (5.13)$$

onde:

$P_{sat-M}$  é a pressão de saturação da mistura refrigerante-óleo à temperatura  $T$

$P_{sat-R}$  é a pressão de saturação calculada para o refrigerante puro à temperatura  $T$

$M_R$  e  $M_O$  são os pesos moleculares do refrigerante e do óleo lubrificante.

**b) Entalpia específica**

A entalpia específica da mistura refrigerante-óleo é determinada pela contribuição de quatro componentes: a entalpia específica do líquido e do vapor do refrigerante puro, a entalpia do óleo lubrificante e a entalpia de mistura do refrigerante no óleo. De acordo com *Hughes e Mac Mullan (1982)* a contribuição da entalpia de mistura pode ser desprezada. Portanto, os componentes individuais da entalpia podem ser somados para determinar a entalpia total da mistura.

$$h_M = \frac{m_{RI}}{m_M} (h_{RI}) + \frac{m_{RV}}{m_M} (h_{RV}) + \frac{m_O}{m_M} (h_O) \quad (5.14)$$

Rescrevendo a equação acima como função do título do refrigerante  $x$ , da concentração de óleo e das entalpias dos componentes individuais, pode-se determinar a entalpia da mistura, assim:

$$h_M = (1-x)(1-C_L)h_{RI} + x(1-C_L)h_{RV} + C_L h_O \quad (5.15)$$

onde:

$h_{RI}$  é a entalpia específica do refrigerante líquido;

$h_O$  é a entalpia específica do óleo lubrificante.

### c) Viscosidade

A viscosidade da mistura é a propriedade mais afetada pela adição de óleo no refrigerante. Normalmente, para óleos de lubrificação o efeito da pressão é muito pequeno, mas se o refrigerante é solúvel no óleo, pode ser observado uma influência da pressão sobre a viscosidade, isto porque a solubilidade mútua do refrigerante no óleo depende da temperatura e da pressão. Com o aumento da concentração de óleo aumenta a viscosidade da mistura, já que a viscosidade dos óleos lubrificantes são muito maiores que a viscosidade dos refrigerantes. *Geller e Paulaitis (1994)* fornecem a seguinte correlação experimental para a viscosidade da mistura refrigerante-óleo.

$$\mu_M = \mu_{RI} \exp \left[ C_L \left( \frac{\mu_{RI}}{\mu_O} \right)^{0,3} \right] \quad (5.16)$$

onde:  $\mu_M$  é a viscosidade da mistura líquida;

$\mu_{RI}$  e  $\mu_O$  são as viscosidades do refrigerante líquido e do óleo, respectivamente.

### d) Condutividade térmica

Há dados muito limitados sobre a condutividade térmica da mistura refrigerante-óleo. O aumento da condutividade térmica com o aumento da concentração de óleo parece ser pequena. *Jensen e Jackman (1984)*, por exemplo, encontraram um aumento de aproximadamente 3% na condutividade térmica da mistura, para uma concentração de óleo de 10%. No modelo de simulação aqui proposto, a condutividade térmica da mistura pode ser dada pela correlação desenvolvida por *Fillipov (1955)*:



$$k_M = k_{RI}(1 - C_L) + k_O C_L - 0,72(k_O - k_{RI})C_L(1 - C_L) \quad (5.17)$$

onde:  $k_M$  é a condutividade térmica da mistura líquida;

$k_{RI}$  e  $k_O$  são as condutividades térmicas do refrigerante e do óleo.

### e) Massa específica

A massa específica da mistura é a única propriedade termofísica que decresce com o aumento da concentração, para baixas concentrações, pode ser tratada pelo modelo de mistura ideal. A massa específica da mistura refrigerante-óleo pode ser obtida através da seguinte equação: (*ASHRAE, 1984*).

$$\rho_M = \frac{\rho_{RI}}{1 - C_L \left(1 - \frac{\rho_{RI}}{\rho_O}\right)} \quad (5.18)$$

onde:  $\rho_M$  é a massa específica da mistura líquida;

$\rho_{RI}$  e  $\rho_O$  são as massas específicas do refrigerante líquido e do óleo lubrificante.

### f) Tensão superficial

A tensão superficial junto com a viscosidade da mistura, são as propriedades que mais aumentam com o aumento da concentração de óleo lubrificante. Equações considerando misturas ideais não avaliam de forma adequada, o comportamento da tensão superficial na mistura refrigerante-óleo. A seguinte correlação foi desenvolvida por *Jensen e Jackman (1984)*, através do ajuste de dados experimentais:

$$\sigma_M = \sigma_{RI} + (\sigma_O - \sigma_{RI})\sqrt{C_L} \quad (5.19)$$

onde:

$\sigma_M$  é a tensão superficial da mistura líquida.

$\sigma_{RI}$  e  $\sigma_O$  são, respectivamente, a tensão superficial do refrigerante e do óleo.

### **g) Calor específico**

O calor específico da mistura refrigerante-óleo, pode ser obtido pelo modelo de mistura ideal.

$$c_{pM} = c_{pRI}(1 - C_L) + c_{pO}C_L \quad (5.20)$$

onde:

$c_{pM}$  é o calor específico da mistura líquida;

$c_{pRI}$  é o calor específico do refrigerante líquido;

$c_{pO}$  é o calor específico do óleo lubrificante.

#### 5.1.4 Propriedades Termofísicas dos Óleos

Os óleos lubrificantes mais comumente utilizados em sistemas de ar condicionado e refrigeração são os óleos minerais (parafínico e naftênico) e os óleos sintéticos (alquilbenzeno, polialquile-glicol e poliéster). O modelo numérico prevê a solução para as propriedades destes óleos, à exceção do óleo parafínico, devido principalmente, à pouca informação disponível a respeito das propriedades deste óleo. O óleo lubrificante tem uma baixíssima pressão de vapor, embora quando misturado com o refrigerante acabe reduzindo a pressão de vapor do refrigerante puro. Esta redução depende das combinações de refrigerante e óleo assim como da pressão do sistema. A seguir, são mostradas as propriedades termofísicas dos óleos como: entalpia, viscosidade, densidade, tensão superficial e condutividade térmica.

##### a) Entalpia

A entalpia dos óleos utilizados neste trabalho podem ser aproximados integrando o calor específico e tomando como referência a temperatura de  $-40^{\circ}\text{C}$ . *Hughes e Mac Mullan (1982)* apresentam a seguinte correlação para o óleo mineral:

$$h_O = 67,12 + 1,754T + 0,0019T^2 \quad (5.21)$$

onde:  $T$  é expresso em graus  $^{\circ}\text{C}$ .

Para óleos de origem sintética, a entalpia pode ser calculada através do calor específico, assim:

$$h_O = \int_{-40^{\circ}\text{C}}^T c_p dT \quad (5.22)$$

**b) Viscosidade dinâmica**

*Vaan Galen e Pate (1991)* trabalhando com os refrigerantes R-22 e R-502 para as misturas refrigerante-óleo encontraram a seguinte correlação para a viscosidade do óleo naftênico e do óleo alquibenzeno:

$$\log_{10} \mu = \left[ 10^{**} (A_0 + A_2 T_N + A_4 T_N^2) \right] \times 10^{-3} \quad (5.23)$$

onde:

$$T_N = \frac{T_K}{293,15} \quad \text{e } T_K \text{ é expresso em Kelvins.}$$

*Chang e Nagashima (1993)* apresentam resultados da viscosidade da mistura de R-134a para diferentes concentrações de polialquile glicol (PAG). Com o ajuste dos dados experimentais dos autores, obtemos a seguinte correlação:

$$\mu = \exp (A_0 + A_1 T + A_2 T^2) \quad (5.24)$$

Para o óleo sintético poliéster, *Geller e Paulaitis (1994)* encontraram a seguinte correlação para a viscosidade dinâmica:

$$\mu = (A_0 + A_1 T + A_2 T^2 + A_3 T^3) \times 10^{-6} \quad (5.25)$$

onde:  $T$  é expresso em graus °C.

As constantes das correlações mostradas acima encontram-se na Tab. (5.1) a seguir:

Tabela 5.1 Constantes para a viscosidade dos óleos de lubrificação.

CONSTANTES	ÓLEO NAFTÊNICO	ÓLEO ALQUIBENZENO	ÓLEO PAG	ÓLEO POLIÉSTER
A <sub>0</sub>	10,001	11,45	-0,7123	1,44 x 10 <sup>5</sup>
A <sub>1</sub>	0	0	-0,0732	-5,84 x 10 <sup>3</sup>
A <sub>2</sub>	-11,948	-14,194	0,0004	89,58
A <sub>3</sub>	3,5653	4,4121	0	-4,77 x 10 <sup>-1</sup>

### c) Massa específica

*Vaan Gaalen e Pate (1991)* encontraram a seguinte correlação para a massa específica do óleo naftênico e do óleo alquibenzeno.

$$\rho = (D_0 + D_1 T_N) \times 1000 \quad (5.26)$$

onde:  $T_N = \frac{T_K}{293,15}$  e  $T_K$  é expresso em Kelvins.

*Chang e Nagashima (1993)* fornecem uma tabela da massa específica com a temperatura para diferentes concentrações de PAG. Estes valores são aproximados pela seguinte equação:

$$\rho = D_0 + \frac{D_1}{T} \quad (5.27)$$

onde:  $T$  é expresso em graus°C.

Existe uma variedade de tipos e sub-tipos de óleos poliéster, daí a dificuldade em encontrar valores específicos para a massa específica deste óleo. Os valores encontrados por *Zoz e Pate (1994)* para óleo poliéster foram compilados e correlacionados através da seguinte equação:

$$\rho = D_o + D_1 T^3 \quad (5.28)$$

onde:  $T$  é expresso em graus°C.

Tabela 5.2 Constantes para a densidade dos óleos de lubrificação.

CONSTANTES	ÓLEO NAFTÊNICO	ÓLEO ALQUIBENZENO	ÓLEO PAG	ÓLEO POLIÉSTER
Do	1,0625	1,064	778,148	1008,842
D1	-0,1666	-0,1957	68545,72	0,7535

### c) Condutividade térmica

Nos poucos trabalhos encontrados na literatura acerca da condutividade térmica dos óleos, indica-se que o incremento da condutividade térmica com o aumento da concentração de óleo é pequena. Os dados apresentados aqui, tanto para o óleo mineral como sintético, foram correlacionados a partir dos dados publicados por *Kreith (1977)*, temos portanto:

$$k_O = 0,125 - 5 \times 10^{-5} T \quad (5.31)$$

onde:  $T$  é expresso em °C

**d) Calor específico**

*Thome (1995)* propõe a seguinte correlação para o calor específico de óleos minerais:

$$c_{p-O} = 4,186 \frac{0,388 + 0,00045(1,8T + 32)}{\sqrt{s}} \quad (5.29)$$

onde:  $s$  é a massa específica relativa (em relação ao valor para água) e  $T$  é em °C.

Para óleos de origem sintética, *Grebner e Crawford (1993)* sugerem a seguinte correlação para o cálculo do calor específico.

$$c_{p-O} = 0,48 + 0,0003T \quad (5.30)$$

onde:  $T$  é expresso em °F e  $c_{p-O}$  em (Btu/lb °F).

**e) Tensão superficial**

*Sunami e Takigawa (1994)* encontram os valores da tensão superficial para os óleos de origem mineral e sintética. Os valores são os seguintes:

Naftênico:  $31,0 \times 10^{-3}$  N/m ;

Alquibenzeno:  $29,5 \times 10^{-3}$  N/m ;

Poliéster:  $29,1 \times 10^{-3}$  N/m

**f) Peso molecular**

O peso molecular dos óleos utilizados neste trabalho foram obtidos da literatura, e seus valores são apresentados na Tab. (5.3):

Tabela 5.3 Peso molecular dos óleos de lubrificação.

ÓLEO LUBRIFICANTE	PESO MOLECULAR
NAFTÊNICO	325
ALQUIBENZENO	500
POLIALQUILENE-GLICOL (PAG)	750
POLIÉSTER (POE)	550

## 5.2 CLASSIFICAÇÃO DOS ÓLEOS UTILIZADOS EM REFRIGERAÇÃO

Uma classificação comumente adotada para os óleos lubrificantes em refrigeração é a seguinte:

### 5.2.1 Óleos de Origem Mineral

A tradicional classificação dos óleos minerais em parafínicos e naftênicos refere-se à quantidade de moléculas naftênicas ou parafínicas contidas no óleo lubrificante refinado. Estes óleos foram amplamente utilizados com o refrigerante R-12 e continuam em uso devido à solubilidade destes óleos com os hidrocarbonetos, como propano e isobutano.

As propriedades dos componentes são refletidas no tipo de óleo. Óleos parafínicos, por exemplo, são altamente saturados, possuem um alto índice de viscosidade, baixa densidade relativa, baixo índice de refração e baixa volatilidade, sendo portanto, menos miscíveis nos refrigerantes, sendo que todas estas propriedades são opostas para óleos naftênicos.



### 5.2.2 Óleos Lubrificantes Sintéticos

A limitada solubilidade dos óleos minerais com os refrigerantes R-22 e R-502 e a falta de solubilidade com os HFC's como o R-134a e R-32 originaram a utilização dos óleos sintéticos em refrigeração. Atualmente, são considerados apropriados para aplicações com hidrocarbonetos e candidatos potenciais para uso em sistemas de refrigeração que utilizam  $\text{CO}_2$ .

Os óleos poliésteres (POE's) são derivados da reação entre um álcool e um ácido carboxílico normal e um catalisador. Estes óleos são extensivamente utilizados com HFC's, tais como R-134a e R-32 e se apresentam como uma boa possibilidade para os sistemas com  $\text{CO}_2$ , devido ao alto grau de solubilidade e miscibilidade.

Os óleos polialquylene-glicóis (PAG's) são polímeros derivados do óxido etileno e têm sido utilizados comercialmente com R-12, R-22 e ultimamente em sistemas de ar condicionado automotivos com R-134a. Estes óleos possuem excelente ponto de floculação e boa compatibilidade com a maioria dos elastómeros. O maior problema encontrado com este tipo de óleo é que são bastante higroscópicos, insolúveis em óleos minerais e requerem aditivos para uma boa estabilidade química e térmica e também, apresentam problemas de rigidez elétrica devido a sua estrutura molecular.

Os polialfaolefinas (PAO's) tem uma boa miscibilidade com R-12 e R-114, e apresentam alguns problemas com R-22, devido à baixa miscibilidade do fluido. Na ausência de impurezas, resultam em óleos estáveis química e térmicamente, com baixa

volatilidade. Estes óleos são insolúveis em R-134a, amônia e  $\text{CO}_2$ . Os óleos alquibenzenos apresentam uma boa solubilidade com os refrigerantes R-22 e R-502, já que estes lubrificantes possuem uma resistência maior às altas temperaturas e melhor estabilidade para a oxidação, quando comparados com os óleos minerais

---

### 5.3 CARACTERÍSTICAS DOS ÓLEOS PARA REFRIGERAÇÃO

Nos sistemas de compressão de vapor de pequeno porte, onde são utilizados compressores herméticos, o óleo lubrificante reduz o atrito entre as partes móveis evitando o desgaste prematuro das peças. Como o motor é exposto ao óleo lubrificante, é necessário que o óleo possua propriedades elétricas isolantes (rigidez elétrica), assim como um adequado ponto de fluidez a baixas temperaturas, que garanta seu retorno ao compressor dentro de um tempo razoável. O lubrificante deve permanecer miscível com o refrigerante, para garantir uma boa transferência de calor no evaporador e um bom retorno de óleo ao compressor, devendo estar livre de materiais em suspensão ou componentes tais como ceras, que possam obstruir o capilar ou depositar-se no evaporador. Uma característica dos óleos de lubrificação para uso em refrigeração é a sua estabilidade química. O óleo estará submetido a uma faixa muito grande de temperaturas e pressões estará em contato com diferentes materiais do compressor, isolantes do motor, aditivos e também com o refrigerante. No entanto, óleos muito estáveis quimicamente, não são necessariamente bons lubrificantes. A seguir, são apresentadas algumas características técnicas requeridas pelos óleos lubrificantes para um bom desempenho no sistema de refrigeração.

**a) Viscosidade**

O óleo flui através do sistema junto com o fluido refrigerante, ficando sujeito a altas e baixas temperaturas. Quando submetido a altas temperaturas, a viscosidade deve permitir o fluxo entre as superfícies em contato, formando entre elas uma película protetora; já em baixas temperaturas, a viscosidade do lubrificante depende da sua composição química, não podendo se acumular no evaporador pois prejudica a troca de calor e o retorno do lubrificante ao compressor.

**b) Umidade**

O óleo lubrificante não deve possuir teor de umidade muito elevada, a fim de evitar a formação de sedimentos ácidos ou mesmo congelamento da água no interior do sistema, causando obstrução do capilar ou de outro dispositivo de expansão. Estes fatores devem ser tratados com cuidado uma vez que, os óleos do tipo poliéster utilizados com R-134a são 100 vezes mais higroscópicos que os óleos minerais comumente usados com R-12.

**c) Ponto de Flocação**

A cera contida nos lubrificantes tende a precipitar-se, quando submetida a baixas temperaturas. A formação de cera (*sludge*) ocorre quando há incompatibilidade do óleo com o fluido refrigerante, produzindo uma precipitação em flocos a uma dada temperatura, conhecido como ponto de cera. Os flocos de cera podem depositar-se no tubo capilar obstruindo a passagem de refrigerante ou, se depositados no evaporador, diminuindo a transferência de calor.

**d) Ponto de Fulgor**

Os óleos são passíveis de decomposição devido ao calor. Portanto, na sua especificação é considerada a temperatura de trabalho do compressor, para evitar a carbonização do óleo. A carbonização (*cooking*) é causada pela degradação do óleo quando submetidos a altas temperaturas do compressor, propiciando a incrustação de carvão nas válvulas de placas do compressor. Estes resíduos de carbono devem favorecer a formação de borra, que pode provocar obstrução do sistema, ou ocasionar vazamento do gás refrigerante durante a sucção ou compressão, alterando as características de trabalho do compressor.

**e) Rigidez dielétrica**

A rigidez dielétrica é uma propriedade exigida ao óleo lubrificante. Assim, evita-se que a corrente elétrica do motor, que trabalha em banho com o óleo, passe para a carcaça do compressor, garantindo a segurança do usuário. Na Tab. (5.4) são mostradas as características dos óleos utilizados neste trabalho. Estes dados foram fornecidos pela SICOM, conhecida fabricante de compressores herméticos.

Tabela 5.4 Especificação dos óleos lubrificantes, Poliéster e Mineral.

CARACTERÍSTICA	ESPECIFICAÇÃO		MÉTODO DE TESTE
	POLIÉSTER	MINERAL	
UMIDADE	30 ppm máximo	40 ppm máximo	ASTM E 1064
ÍNDICE DE ACIDEZ	0,050 mgKOH/g	0,01 mgKOH/g	ASTM D 974
PONTO DE FLOCULAÇÃO	-50°C máximo	-50°C máximo	TPC- TL 64
PONTO DE FULGOR	232°C mínimo	190°C mínimo	MB-50,ASTM-2
VISCOSIDADE	28,8 -35,2 cSt	27,5-32,6 cSt	NBR10441
MASSA ESPECÍFICA	910 à 20°C	871 à 4°C	MB 104
	930 a 4°C	890 à 4°C	
RIGIDEZ DIELÉTRICA	33 kV	35 kV	ASTM D 877

## Capítulo 6

---

### DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

Para realização de ensaios experimentais em tubos capilares são necessários equipamentos que reproduzam as condições operacionais existentes no sistema de compressão de vapor. A maioria das experiências sobre escoamentos em tubos capilares foram realizadas utilizando o ciclo de compressão de vapor, devido principalmente à facilidade de montagem e operação, uma vez que, estes equipamentos, em sua grande maioria, se encontram padronizados e disponíveis no mercado. Como exemplo podemos citar os trabalhos de *Bolstad e Jordan (1948)* e *Koizumi e Yokoyama (1980)*.

Com o objetivo de obter um melhor controle das variáveis que afetam o escoamento no interior do tubo capilar, foram introduzidas algumas modificações em relação ao sistema de compressão de vapor padrão. *Kuelh e Goldschmidt. (1990)* e *Mello et al. (1994)* utilizaram, por exemplo, compressores em paralelo, válvulas “bypass” e outros tipos de controles nas suas experiências. A principal desvantagem da utilização do sistema de compressão de vapor, nas unidades para testes de tubos capilares, reside na interdependência que existe entre as variáveis envolvendo o ciclo

como um todo. Uma pequena alteração em uma variável em determinado ponto do ciclo, origina outras alterações no sistema, que nem sempre são possíveis de controlar de forma independente e precisa. Além disso, existe a dificuldade de obtenção do regime permanente para as condições de teste, devido à utilização do compressor. O sistema de compressão de vapor não permite também, o estudo do escoamento de refrigerante livre de óleo, pois o fluido de refrigeração se encontra permanentemente sujeito à contaminação por óleo lubrificante, no estágio de compressão. Assim, o fluido que escoar no tubo capilar, é uma mistura de refrigerante com pequenas porcentagens de óleo que, de acordo com *Pate (1988)* variam em torno de 2% a 5%, para instalações que não possuem separador de óleo lubrificante.

Uma inovação interessante ao sistema de compressão de vapor para testes em tubos capilares foi introduzida por *Peixoto (1994)*. O autor faz uso de uma das principais vantagens do ciclo de compressão de vapor, que é a operação contínua e a pequena quantidade de refrigerante no circuito, sem sua principal desvantagem, que é a contaminação do refrigerante com o óleo de lubrificação do compressor. Neste tipo de configuração foi utilizada uma bomba de diafragma para movimentação e pressurização do refrigerante, na fase líquida, ao invés do compressor.

Uma outra alternativa ao ciclo de compressão de vapor, na realização de testes em tubos capilares, é o chamado processo descontínuo, do tipo “*blow-down*”. Este processo tem a vantagem de não utilizar o compressor no circuito, que quase sempre dificulta a obtenção do regime permanente, podendo operar com substâncias puras, livres de óleo, permitindo também, um controle do subresfriamento e das condições a

montante e a jusante do tubo capilar, eliminando estas variáveis intrínsecas ao ciclo de compressão de vapor. Neste tipo de instalação, a seção de testes que compreende o tubo capilar é colocada entre dois reservatórios, um de “alta pressão”, que simula as condições do condensador no ciclo de compressão de vapor (refrigerante em estado líquido e alta pressão) e outro de “baixa pressão”, que simula o evaporador, controlado por um circuito de etileno-glicol que regula a pressão de saída do tubo capilar.

Nesta tipo de configuração, o refrigerante escoar através da seção de testes durante um determinado período, definido pela capacidade dos reservatórios. Esta opção de instalação experimental tem a vantagem de permitir um controle adequado das variáveis envolvidas no processo, mas, por outra parte, apresenta a desvantagem de exigir uma instalação mais complexa, e o armazenamento de uma grande quantidade de fluido refrigerante, necessário para garantir um ensaio em regime permanente, por um intervalo de tempo adequado. Este tipo de instalação permite, também, o estudo de tubos capilares não adiabáticos (laterais e concêntricos), requerendo apenas, pequenas modificações na configuração. Exemplos da utilização deste tipo de instalação encontram-se nos trabalhos publicados por *Pate (1982)*; *Paiva et al. (1994)* e *Bittle et al. (1995a)*. Esta é a técnica que tem sido utilizada no Laboratório de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP.



## 6.1 A UNIDADE EXPERIMENTAL

Com a finalidade de atingir os objetivos desta pesquisa, a construção de uma unidade do tipo “*blow down*” demonstrou ser a mais adequada. Esta instalação foi concebida para realizar ensaios de tubos capilares adiabáticos expandindo refrigerantes puros ou contaminados com concentrações conhecidas e controladas de óleo de lubrificação. Para uma explicação mais detalhada da unidade experimental optou-se por dividir a instalação em seis sistemas, de acordo com o esquema da Fig. (6.1).

- Sistema de pressurização (alta pressão)
- Sistema de injeção de óleo
- Sistema de controle da temperatura de subresfriamento
- Seção de testes (tubo capilar)
- Sistema de purga de óleo
- Circuito de baixa pressão

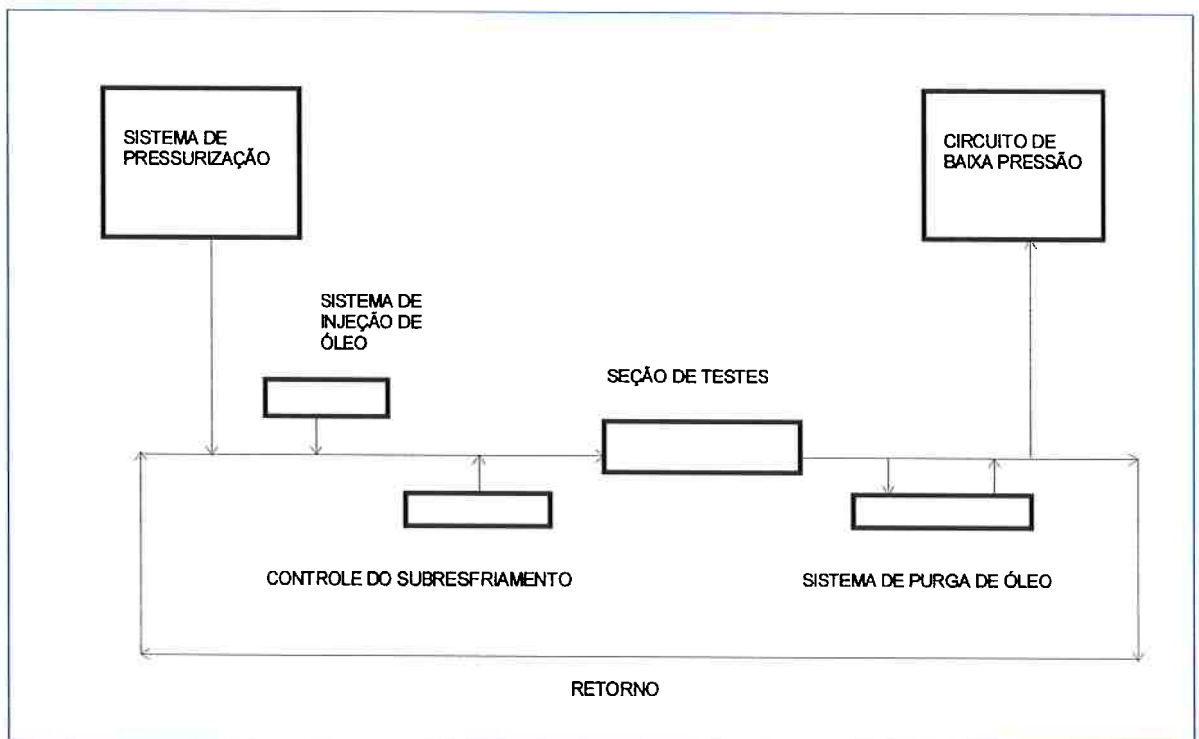


Figura 6.1 Esquema geral da montagem da Unidade Experimental

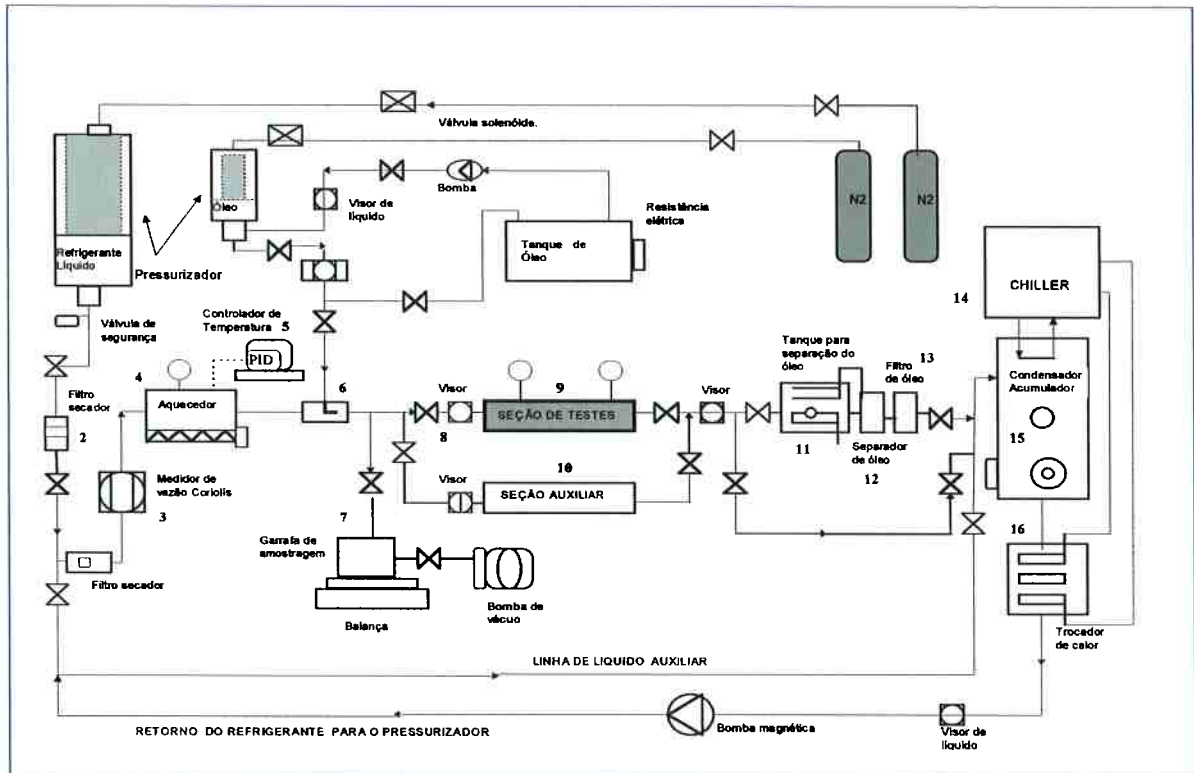


Figura 6.2 Esquema geral da instalação experimental

O esquema geral da instalação experimental construída pode ser visto, com mais detalhe, na Fig. (6.2). A descrição do funcionamento da unidade e dos equipamentos da instalação será realizada utilizando-se esta figura, no sentido do escoamento do refrigerante, desde sua entrada no reservatório de alta pressão até sua saída no circuito de baixa pressão (condensador-acumulador).

No sistema de pressurização localizado a montante da seção de testes onde se encontra o tubo capilar, o refrigerante líquido foi acumulado em um reservatório dotado de uma bexiga pressurizada por nitrogênio (1). A pressão foi controlada através de uma válvula solenóide dentro de uma faixa de  $\pm 3,0$  kPa, a pressões acima de 1000 kPa. O refrigerante pressurizado escoava através de dois filtros secadores (2) instalados na linha para retirar a umidade e as impurezas encontradas no refrigerante,

passando posteriormente, por um medidor de vazão tipo Coriolis (3), calibrado em uma faixa de 0 a 10 kg/h.

O refrigerante pressurizado se encontra inicialmente à temperatura ambiente, e é aquecido para atingir o grau de subresfriamento desejado nos ensaios, este aquecimento é feito através de uma resistência elétrica de imersão (4) com termostato embutido. Um controle fino do grau de subresfriamento é obtido através de uma resistência de fita instalada na linha, ligada a um controlador de temperatura tipo PID (5), garantindo o controle do subresfriamento. A injeção controlada de óleo lubrificante (6) permite obter concentrações de 1% a 5% de óleo no refrigerante que escoam pelo tubo capilar. Para um controle mais preciso da concentração de óleo, uma amostra de mistura refrigerante-óleo foi coletada em uma garrafa de amostragem (7), previamente evacuada e pesada em uma balança de precisão. Um visor de líquido (8), instalado à montante da seção de testes, mostra o refrigerante líquido entrando no tubo capilar.

A seção de testes principal (9) onde se encontra o tubo capilar foi instrumentada com 10 transdutores de pressão e 20 termopares tipo "T", com a finalidade de medir adequadamente o perfil de temperatura e pressão. Todos estes dados foram processados através de um sistema de aquisição de dados e armazenados em um computador, para posterior análise.

A seção auxiliar de testes (10), instalada paralelamente à seção principal, foi instrumentada com 11 termopares tipo "T" e 2 transdutores de pressão. Após a seção de testes, a mistura refrigerante-óleo foi coletada em um tanque de líquido (11) e o

refrigerante evaporado através de uma resistência de imersão de 2,5 kW de potência, para garantir que somente refrigerante no estado vapor continue no circuito. Posteriormente o refrigerante vapor passa através de dois separadores de óleo (12) e dois filtros de óleo (13) instalados na linha de forma a garantir a total separação do óleo da mistura com fluido refrigerante. Desta forma se garante que somente refrigerante puro circule para o condensador-acumulador.

Uma vez garantida a pureza do refrigerante este foi condensado trocando calor com um circuito de etileno-glicol, proveniente de um circuito auxiliar (14) (“chiller”) e acumulado no reservatório de baixa pressão (15). Para facilitar o transporte do refrigerante de volta para o pressurizador, o refrigerante acumulado no condensador-acumulador foi aquecido por duas resistências elétricas de 4kW de potência, aumentando desta forma a pressão de vapor do refrigerante e fazendo a transferência do fluido por diferença de pressões entre o pressurizador e o condensador-acumulador.

O fluido transportado passa através de um trocador de calor (16) resfriado por um circuito secundário de etileno-glicol, com a finalidade de garantir o retorno do refrigerante líquido para o pressurizador, fechando o ciclo. Os reservatórios de alta pressão (pressurizador) e baixa pressão (condensador-acumulador) representam, respectivamente, o condensador e o evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. As Fig. (6.3) e (6.4) mostram a unidade laboratorial construída.

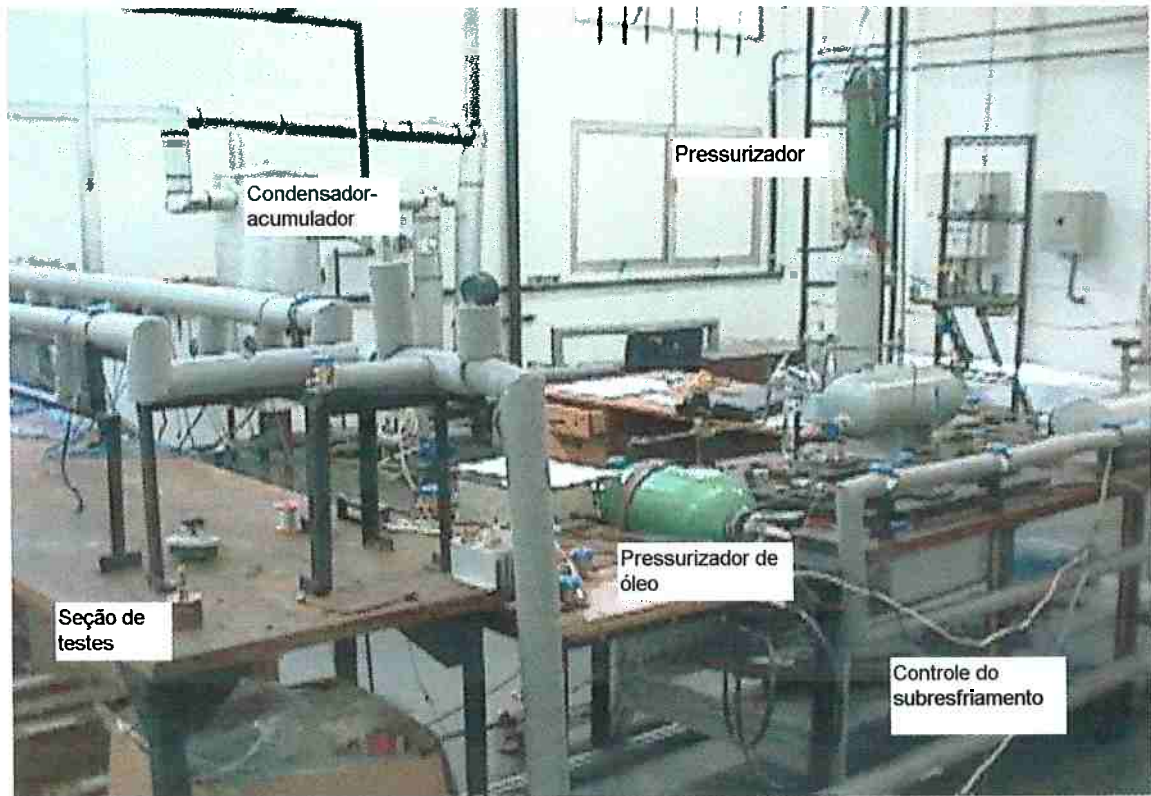


Figura 6.3 Vista geral da Unidade Experimental para ensaios em tubos capilares.

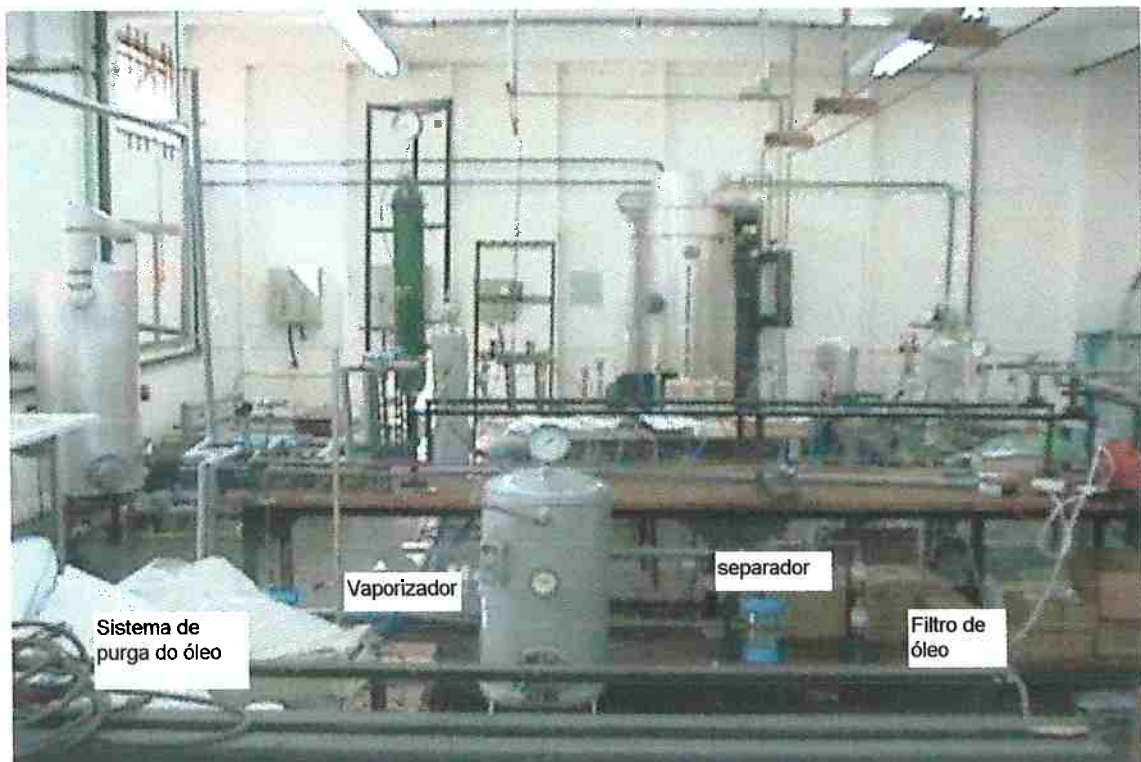


Figura 6.4 Vista parcial da unidade experimental construída

## 6.2 DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS DA UNIDADE EXPERIMENTAL

A descrição detalhada dos equipamentos será realizada a partir do esquema da Fig. (6.1). A divisão da unidade em seções facilita a explicação do procedimento experimental adotado e das particularidades inerentes a todo trabalho de laboratório. O esquema é composto pelo sistema de pressurização, sistema de controle do subresfriamento, sistema de injeção de óleo, seção de testes, sistema de purga de óleo e circuito de baixa pressão.

### 6.2.1 Sistema de Pressurização

A finalidade do sistema de pressurização é garantir que o fluido refrigerante atinja as mesmas condições que teria na saída do condensador em um sistema de compressão de vapor, onde o fluido se encontra na condição de líquido subresfriado. O esquema da Fig. (6.5) mostra o sistema de pressurização composto pelo pressurizador, o tanque de nitrogênio, o dispositivo de controle de pressão, o filtro secador e o medidor de vazão de Coriolis.

#### a) Pressurizador

O conjunto conhecido com o nome de acumulador hidro-pneumático, mostrado na Fig. (6.6), é formado por um reservatório cilíndrico, onde é armazenado o refrigerante em estado líquido. O fluido é pressurizado por uma bexiga elástica feita de *neoprene* (material compatível com os refrigerantes testados) e preenchido com nitrogênio. A finalidade deste reservatório é transferir a energia acumulada pela compressão do nitrogênio na bexiga, para o refrigerante líquido armazenado no tanque e como consequência, aumentar a pressão do fluido refrigerante, forçando-o a escoar pelo tubo capilar.

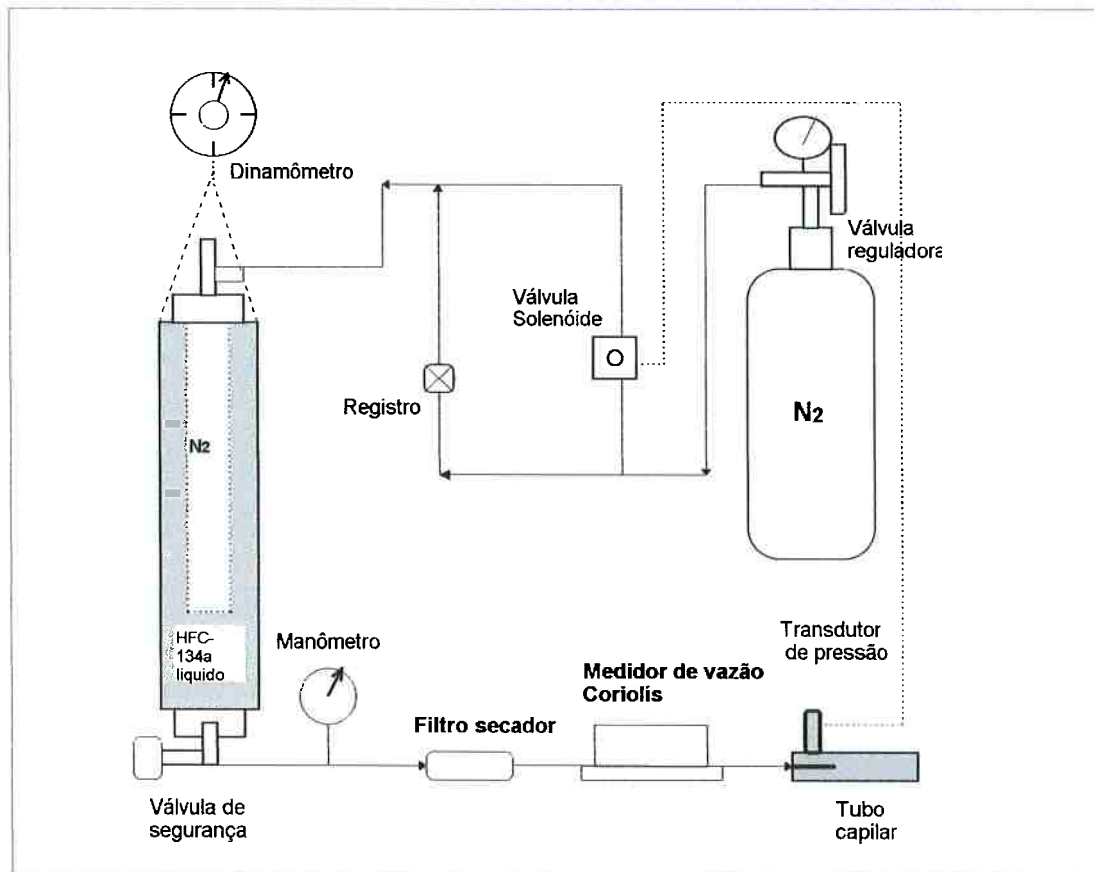


Figura 6.5 Esquema do sistema de pressurização do refrigerante.



Figura 6.6 Acumulador hidro-pneumático utilizado para aumentar a pressão do fluido.

**b) Dispositivo de controle de pressão**

Para garantir um controle adequado da pressão do refrigerante na entrada da seção de testes foi necessário obter um controle muito fino da pressão do nitrogênio injetado na bexiga. Para a regulação inicial da pressão de nitrogênio foi utilizado uma válvula reguladora de pressão, modelo RGE 8901, com manômetro regulado para a pressão de saída de 3000 kPa. Como esta válvula apresentava uma amplitude de oscilação de pressão de  $\pm 10$  kPa, foi montado um dispositivo de controle composto por uma válvula solenóide. Em função da pressão, medida pelo transdutor de pressão instalado na entrada do tubo capilar, o sistema de aquisição de dados decidia se a válvula solenóide, colocada logo após a válvula reguladora de pressão, deveria ser aberta ou fechada, controlando a passagem de nitrogênio para a bexiga. Com este dispositivo a amplitude de flutuações de pressão foi reduzida para  $\pm 3$  kPa. A instalação do dispositivo é mostrado na Fig. (6.7).



Figura 6.7 Dispositivo de controle de pressão do refrigerante.



**c) Filtro secador**

O filtro secador tem como objetivo reter as possíveis impurezas e a umidade contidas no refrigerante vindo do pressurizador. Na linha de líquido foram instalados três filtros secadores com núcleos sólidos, da marca FLIGOR, modelo ST-350 3/8”.

**d) Medidor de vazão**

A medida da vazão mássica de refrigerante foi realizada a montante da seção de testes, com a finalidade de garantir que somente líquido esteja passando pelo medidor, evitando-se a presença de bolhas que poderiam introduzir erros na leitura. Para realizar a medida foi utilizado um medidor de vazão do tipo Coriolís marca Micromotion, modelo 4546 calibrado para uma faixa de operação de 0 kg/h a 10 kg/h. A incerteza global (sensor + sistema de aquisição) das medidas foi de 0,03 kg/h.



Figura 6.8 Medidor de vazão tipo Coriolís e filtros secadores instalados a montante da seção de testes.

### 6.2.2 Sistema de Controle do Subresfriamento

O grau de subresfriamento desejado na entrada do tubo capilar foi obtido pelo aquecimento do refrigerante líquido, com a ajuda de um aquecedor de resistência montado no interior de um reservatório e controlado por um termostato, que regula a temperatura do refrigerante em uma faixa de 10°C a 50°C. Um visor de líquido, instalado logo após o aquecedor, indica se alguma vaporização do líquido ocorreu durante o aquecimento. O ajuste fino da temperatura de subresfriamento foi conseguido com a ajuda de uma resistência de fita, de baixa potência (em torno de 10 W/m), permitindo um controle mais preciso da temperatura. Esta resistência de fita é atuada por um controlador de temperatura tipo PID ligado a um relê, como mostrado na Fig. (6.9), que recebe o sinal de um termômetro de resistência PT-100 instalado a jusante, na linha de líquido, antes da entrada na seção de testes.

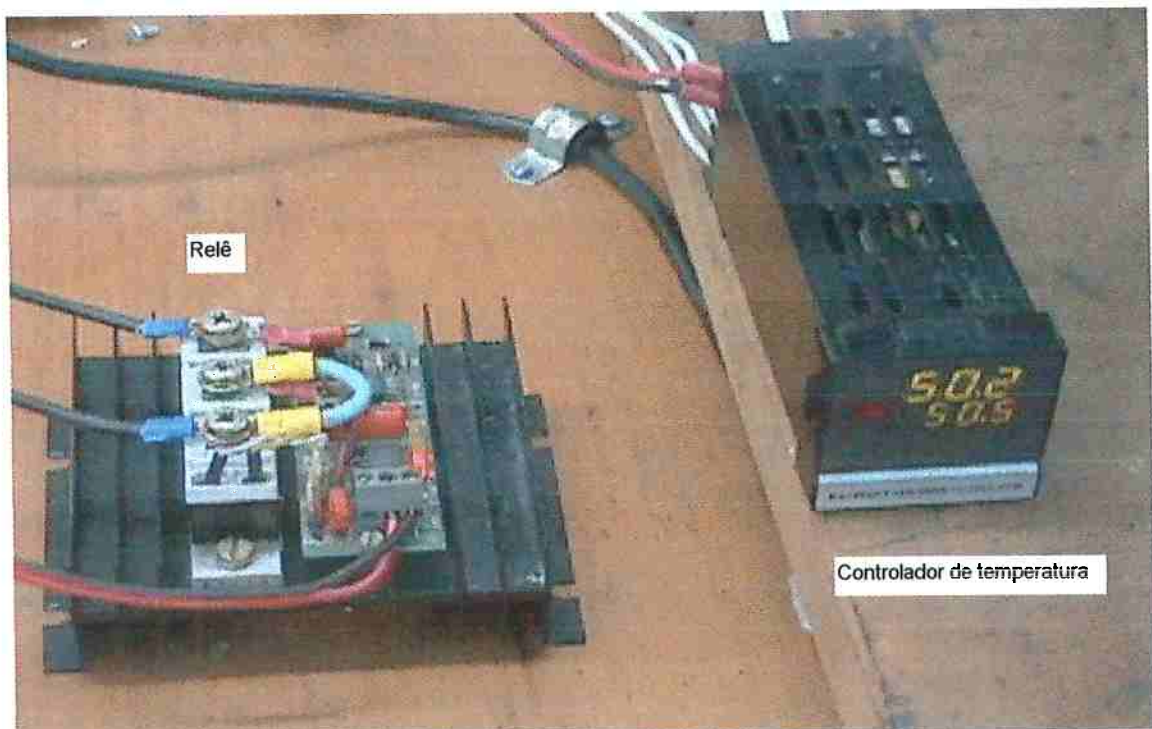


Figura 6.9 Sistema rele-controlador de temperatura



Figura 6.10 Vista do sistema de aquecimento do refrigerante para controle do subresfriamento utilizando resistência de fita



Figura 6.11 Sistema de controle de subresfriamento- aquecedor de imersão.

### 6.2.3 Sistema de Injeção de Óleo

A injeção de óleo lubrificante na linha de líquido do sistema foi realizada de forma semelhante ao processo utilizado para pressurizar o refrigerante puro. O processo de pressurização contínuo em “batch” utiliza um tanque de 10 litros de capacidade. Este sistema é dotado de uma bexiga pressurizada com nitrogênio, aumentando a pressão da mistura refrigerante-óleo até o valor desejado nos ensaios. A quantidade de óleo injetada na linha será função da massa de refrigerante previamente medida no tanque pressurizador, de forma a realizar um controle da concentração de óleo lubrificante. A quantidade de óleo prevista no circuito se encontra numa faixa de vazões de 0,2 kg/h a 1,0 kg/h, que correspondem as concentrações entre 1% a 5%, quando comparados com a vazão total de refrigerante puro no sistema.

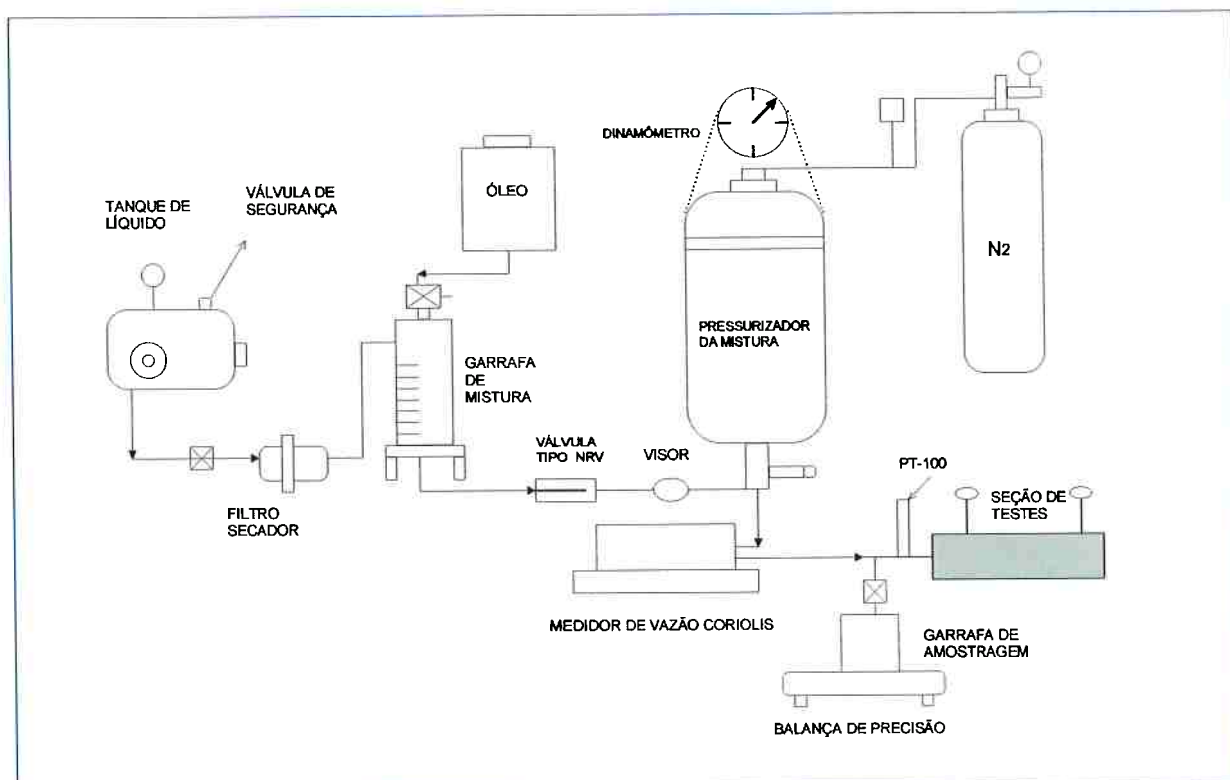


Figura 6.12 Esquema do sistema de injeção de óleo lubrificante

**a) Procedimento adotado para a medida da concentração**

Para determinar a concentração de óleo lubrificante, foi retirado uma amostra líquida da mistura refrigerante-óleo do sistema, e determinada a concentração de acordo ao procedimento recomendado pela ASHRAE.

O método descrito na *ASHRAE Standard No. 41.4 (1984)* requer que uma amostra de 0,454 kg (1lb) de refrigerante seja tomada do sistema e pesada, para determinar a concentração em massa do óleo lubrificante no refrigerante líquido.

A concentração de óleo é determinada por pesagem de uma amostra. O primeiro passo requer que a garrafa de amostragem seja inicialmente evacuada e pesada ( $M_1$ ). Após retira-se da linha uma amostra da mistura refrigerante-óleo e realiza-se a pesagem da mistura coletada ( $M_2$ ). Finalmente, o refrigerante é evaporado ficando somente o óleo, que é pesado ( $M_3$ ). A concentração em massa de óleo tendo como base a amostra refrigerante-óleo, é dada por:

$$C = \frac{M_3 - M_1}{M_2 - M_1} \quad (6.1)$$

Este processo é difícil e exige bastante cuidado na limpeza da garrafa e na vaporização completa do refrigerante para evitar erros na pesagem. Para cada ensaio foram coletadas duas amostras para obter o valor da concentração. Para realizar a pesagem foi utilizada uma balança eletrônica de precisão marca *GEHAKA* com precisão de 0,001 g.

A Fig. (6.13) mostra o esquema do dispositivo utilizado na retirada da amostra de mistura refrigerante-óleo. As Fig. (6.14) e (6.15) mostram o sistema de injeção de óleo e a garrafa de amostragem construídas para a medida da concentração.

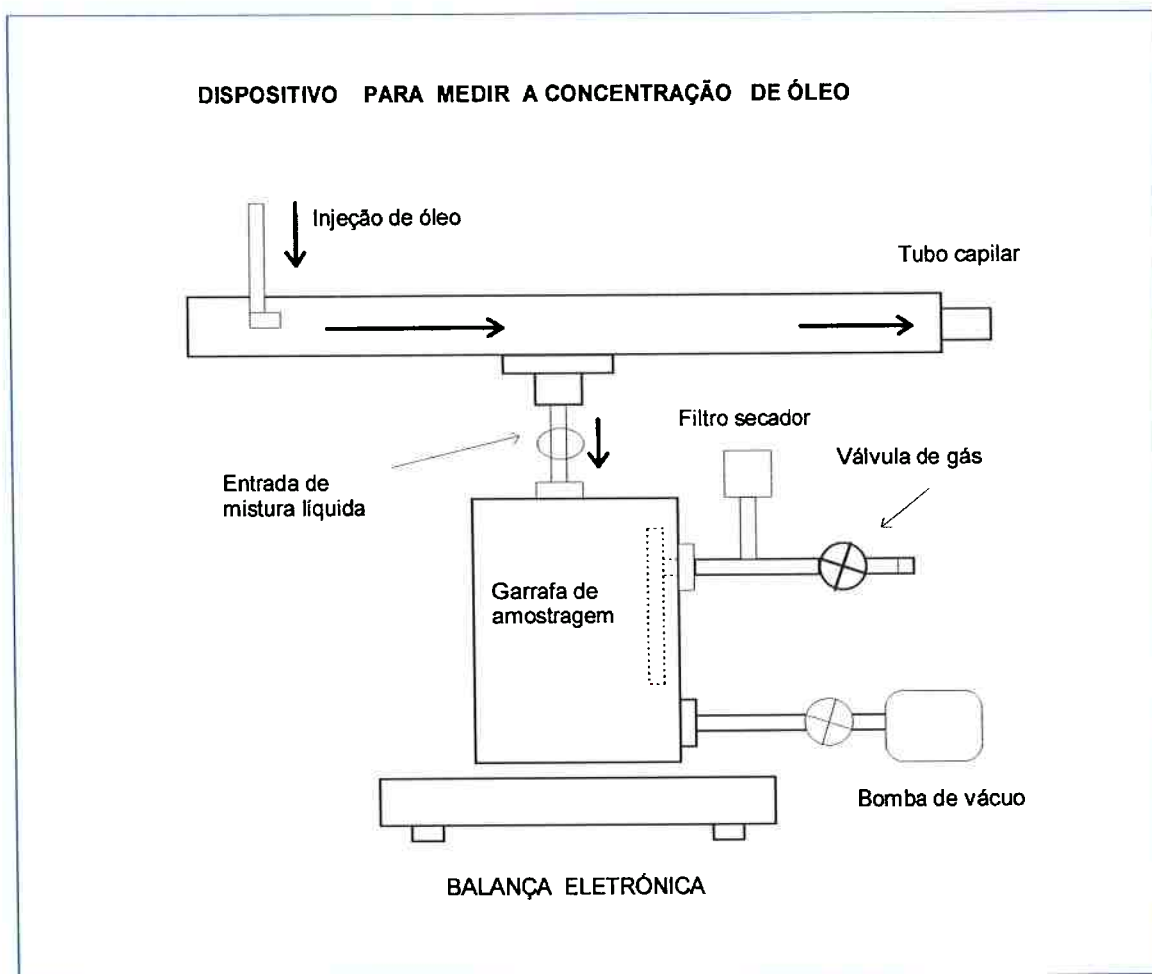


Figura 6.13 Esquema do dispositivo para determinação da concentração de óleo no fluido refrigerante.



Figura 6.14 Sistema de injeção de óleo na linha de refrigerante puro.

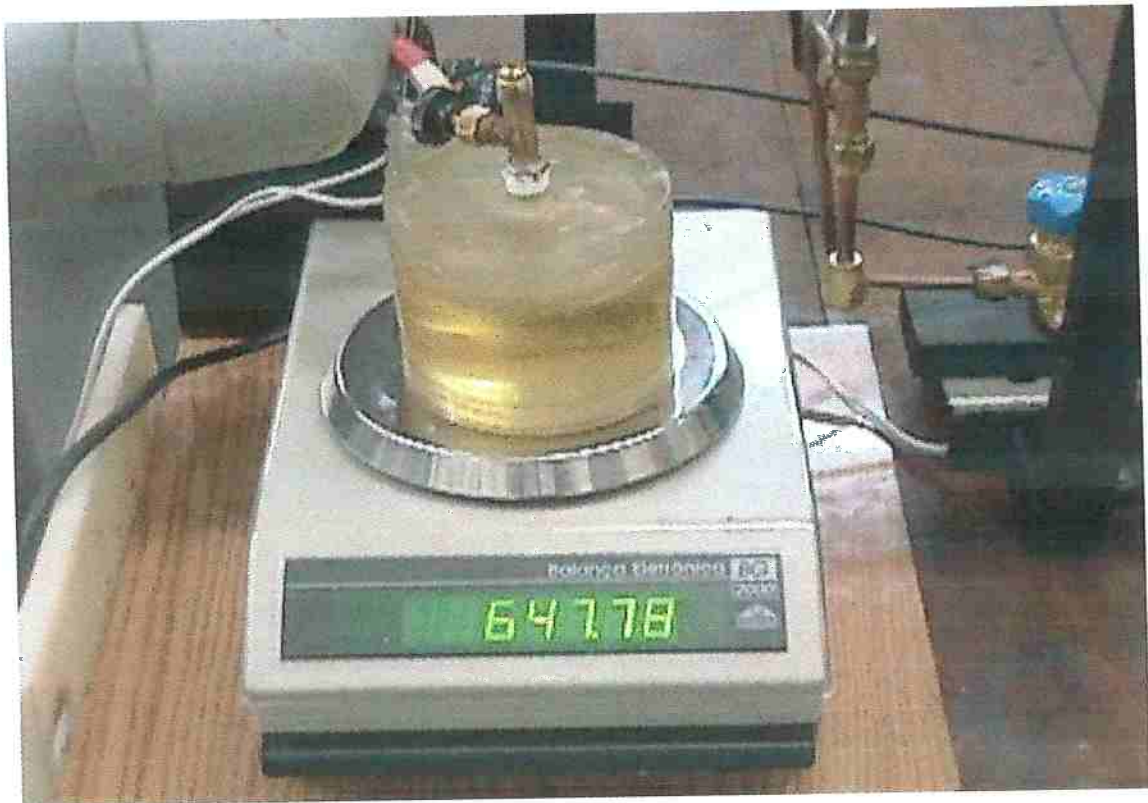


Figura 6.15 Garrafa de amostragem utilizado para medir a concentração da mistura refrigerante-óleo.

#### 6.2.4 Seção de Testes

A seção de testes mostrada na Fig. (6.16) e (6.17) compreende o tubo capilar e os diversos sensores instalados para medição e controle das variáveis de interesse da experiência. A seção de testes foi isolada termicamente com lã de vidro e três camadas circulares de espuma de polietileno expandido. Foram realizadas medidas de pressão e temperatura, com um total de 12 transdutores de pressão e 31 termopares tipo “T” instalados ao longo da seção de testes principal e auxiliar. As Tab. (6.1) e (6.2) mostram a distribuição dos termopares e transdutores de pressão ao longo do tubo capilar.



Figura 6.16 Vista parcial da seção de testes principal e da seção de testes auxiliar.



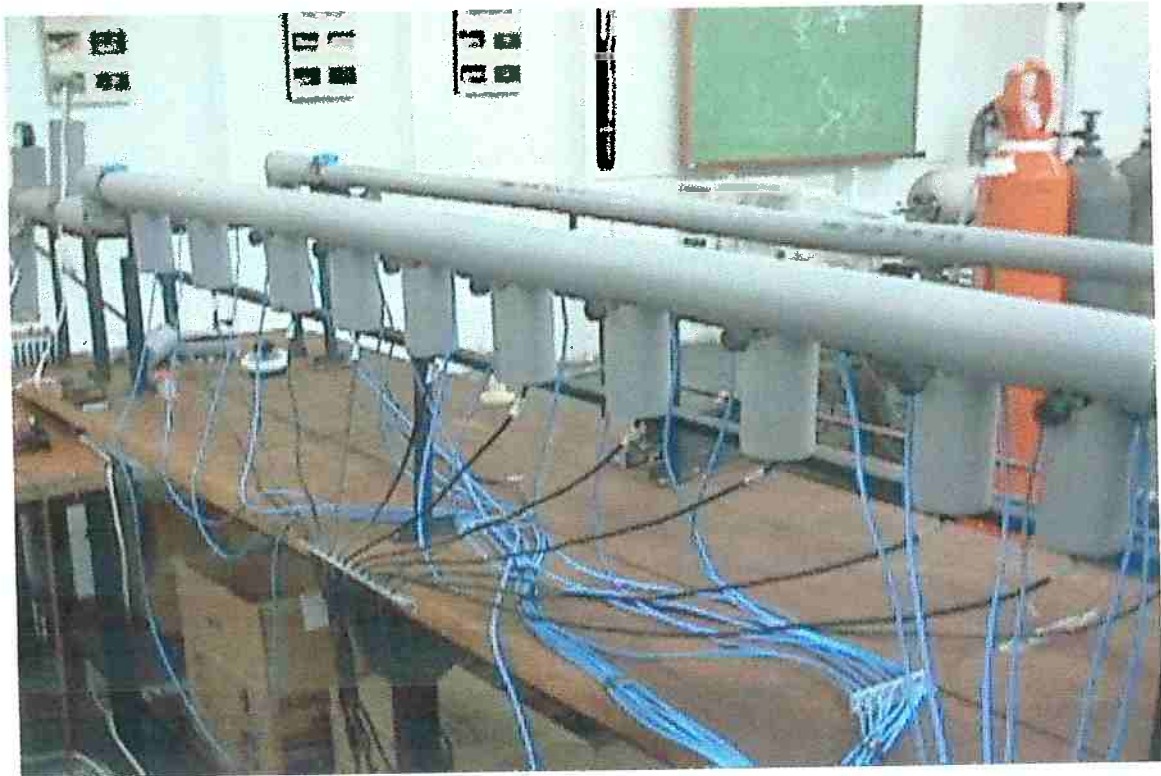


Figura 6.17 Vista geral da seção de testes .

A seção auxiliar de testes foi construída com a finalidade de realizar experiências que não requeiram a determinação do perfil de pressão. Esta seção foi utilizada para medir a influência da variação do diâmetro e do comprimento do tubo na vazão mássica, para verificar a influência dos furos realizados no tubo para as tomadas de pressão e também, para reparos da seção principal. A seção auxiliar foi instrumentada com 11 termopares tipo “T” AWG 30 (0,25 mm) e 2 transdutores de pressão marca ASHCROFT-DRESSER calibrados na faixa de 0 a 2000 kPa.

**a) Tubo Capilar**

De acordo com os dados fornecidos pelo fabricante, o material do tubo capilar é cobre trefilado sem costura, desoxidado com alto teor de fósforo. A composição química do material do tubo capilar é o seguinte: Cobre (*Cu*) 99,9 % e Fósforo (*P*) entre 0,015% e 0,040 %. Neste trabalho foram utilizados tubos capilares, cujas amostras foram fornecidas pela MULTIBRÁS S. A. eletrodomésticos, empresa atuante na fabricação de refrigeradores. O diâmetro do tubo capilar foi medido cuidadosamente, devido às enormes variações encontradas com o diâmetro nominal especificado pelo fabricante. O comprimento total dos tubos capilares (seção de testes), neste trabalho, foi de 2,03 m. A incerteza na medida do comprimento do tubo foi de aproximadamente 0,001 m.

Tabela 6.1 Disposição dos transdutores de pressão no tubo capilar

MEDIDOR DE PRESSÃO	POSIÇÃO NO TUBO CAPILAR (m)
TRANSDUTOR No 1	L = 0,06
TRANSDUTOR No 2	L = 0,31
TRANSDUTOR No 3	L = 0,51
TRANSDUTOR No 4	L = 0,81
TRANSDUTOR No 5	L = 1,01
TRANSDUTOR No 6	L = 1,21
TRANSDUTOR No 7	L = 1,41
TRANSDUTOR No 8	L = 1,61
TRANSDUTOR No 9	L = 1,81
TRANSDUTOR No 10	L = 1,93

Tabela 6.2 Disposição dos termopares tipo "T" para medição das temperaturas ao longo do tubo capilar.

MEDIDOR DE TEMPERATURA	POSIÇÃO NO TUBO CAPILAR (m)
TERMOPAR No 1	L = 0,10
TERMOPAR No 2	L = 0,20
TERMOPAR No 3	L = 0,40
TERMOPAR No 4	L = 0,50
TERMOPAR No 5	L = 0,65
TERMOPAR No 6	L = 0,75
TERMOPAR No 7	L = 0,87
TERMOPAR No 8	L = 0,96
TERMOPAR No 9	L = 1,06
TERMOPAR No 10	L = 1,16
TERMOPAR No 11	L = 1,26
TERMOPAR No 12	L = 1,35
TERMOPAR No 13	L = 1,46
TERMOPAR No 14	L = 1,56
TERMOPAR No 15	L = 1,67
TERMOPAR No 16	L = 1,77
TERMOPAR No 17	L = 1,87
TERMOPAR No 18	L = 1,90
TERMOPAR No 19	L = 1,98
TERMOPAR No 20	L = 2,00

As Tab. (6.1) e (6.2) apresentam a distribuição dos termopares e dos transdutores de pressão ao longo da seção de testes principal. No trecho final do tubo capilar, o espaçamento entre os termopares e os transdutores de pressão foi reduzido, uma vez que neste trecho as variações de pressão e temperaturas são mais intensas (região de escoamento bifásico).

**b) Medida de pressão**

Os 10 transdutores de pressão da seção de testes principal são da marca ASHCROFT- DRESSER modelo K-1, com precisão de 0,5 % da medida e repetibilidade de 0,15 %, sendo o tempo de resposta de 1ms e a incerteza de 5 kPa. A Fig. (6.18) mostra o detalhe da instalação dos transdutores de pressão no tubo capilar.

As faixas de operação dos transdutores de pressão adquiridos são as seguintes:

1 transdutor na entrada do tubo capilar:	0 - 2000 kPa;
4 transdutores ao longo do tubo capilar:	0 - 1400 kPa;
4 transdutores ao longo do tubo capilar:	0 - 1000 kPa;
1 transdutor na saída do tubo capilar:	0 - 1000 kPa.

**c) Medida de temperatura**

A seção de testes principal foi instrumentada com 20 termopares tipo "T" (cobre-constantan) com 0,25mm de diâmetro (AWG 30) e fixados na superfície externa do tubo capilar. Não foram realizados furos, para evitar que a grande quantidade de termopares e o pequeno diâmetro do tubo alterem o escoamento no interior do tubo capilar. A incerteza global das medidas (sensor + sistema de aquisição de dados) para os termopares é de aproximadamente 0,2°C.

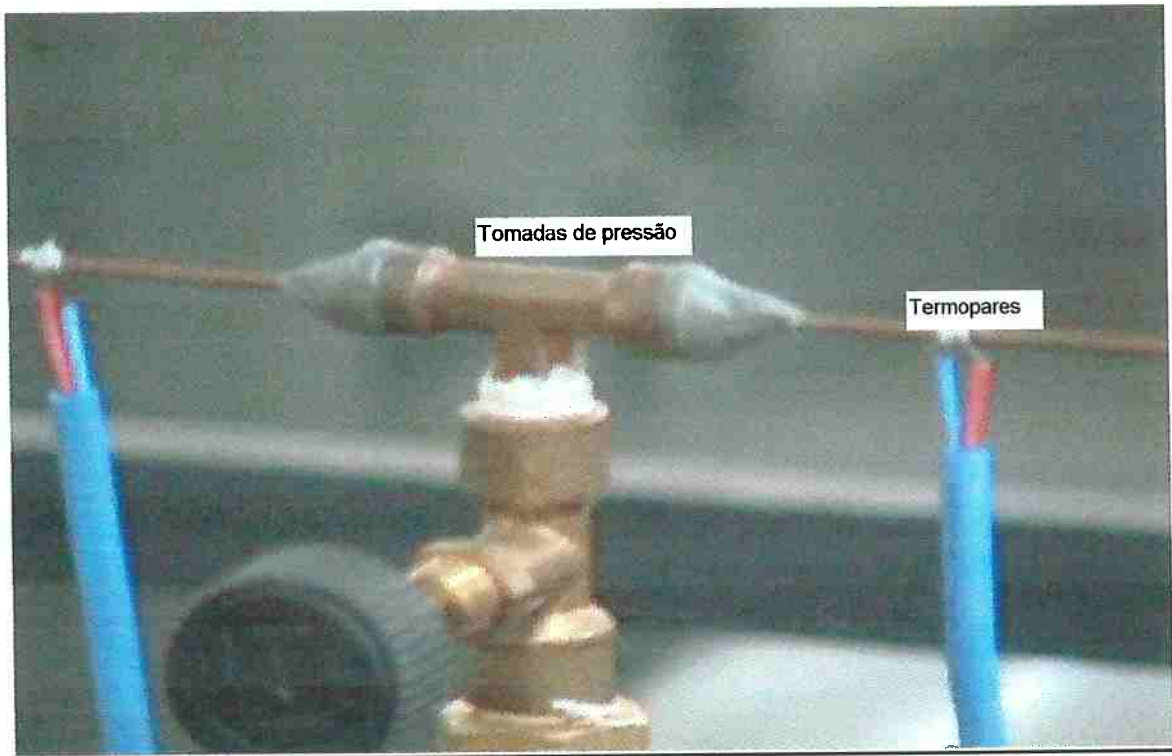


Figura 6.18 Detalhe das tomadas de pressão no tubo capilar



Figura 6.19 Detalhe da instalação dos transdutores de pressão e dos termopares na seção de testes.

### 6.2.5 Circuito de Separação do Óleo Lubrificante

Na saída do tubo capilar o estado do refrigerante é de mistura de líquido-vapor com título variando entre 20% e 30%. O circuito de separação de óleo lubrificante consiste de um tanque acumulador instrumentado e dotado de uma resistência elétrica de 2,4 kW de potência. A finalidade deste reservatório é evaporar o refrigerante para facilitar sua passagem através do separador e do filtro de óleo. No tanque o refrigerante foi aquecido até aproximadamente 60°C, para garantir a completa evaporação do fluido. Dois separadores de óleo foram instalados, paralelamente à linha, e garantem que somente refrigerante puro, circule em direção ao condensador-acumulador. Finalmente, dois filtros de óleo garantem a separação total do óleo lubrificante da mistura.



Figura 6.20 Sistema de separação do óleo lubrificante.

### 6.2.6 Circuito de Baixa Pressão

Depois de realizada a separação do óleo lubrificante da mistura, o refrigerante vindo da seção de testes foi condensado com ajuda de um circuito de etileno glicol e resfriado no "chiller". O refrigerante condensa no condensador-acumulador e atinge temperaturas abaixo de  $-20^{\circ}\text{C}$ , garantindo o escoamento bloqueado na experiência (condição crítica na saída do tubo capilar). No condensador-acumulador foram instalados dois visores de nível, um termômetro, uma válvula de segurança, um manômetro, duas resistências elétricas e um pressostato. Na saída do condensador-acumulador foi instalado um trocador de calor para a passagem de etileno-glicol com a finalidade de condensar o vapor saturado, quando realizado o transporte para o pressurizador. A Fig. (6.21) até a Fig. (6.24) mostram o circuito de baixa pressão.

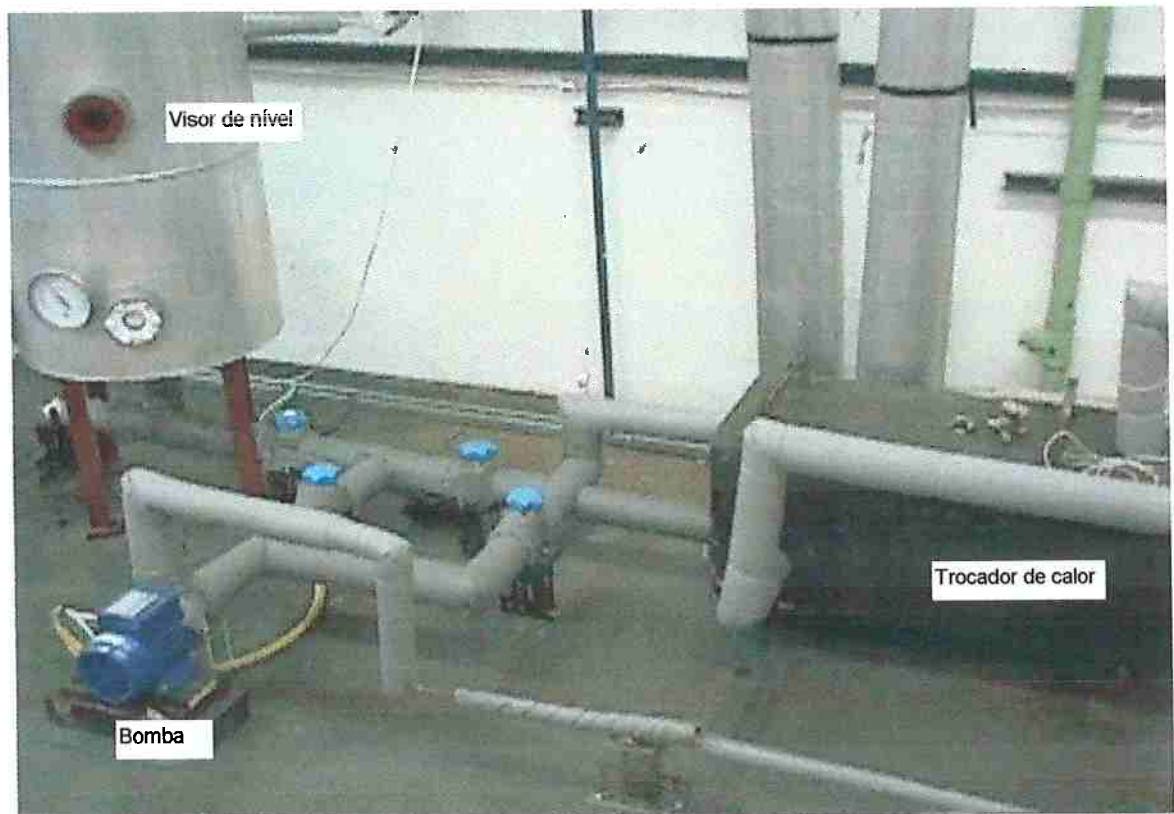


Figura 6.21 O circuito de baixa pressão com os componentes em detalhe.

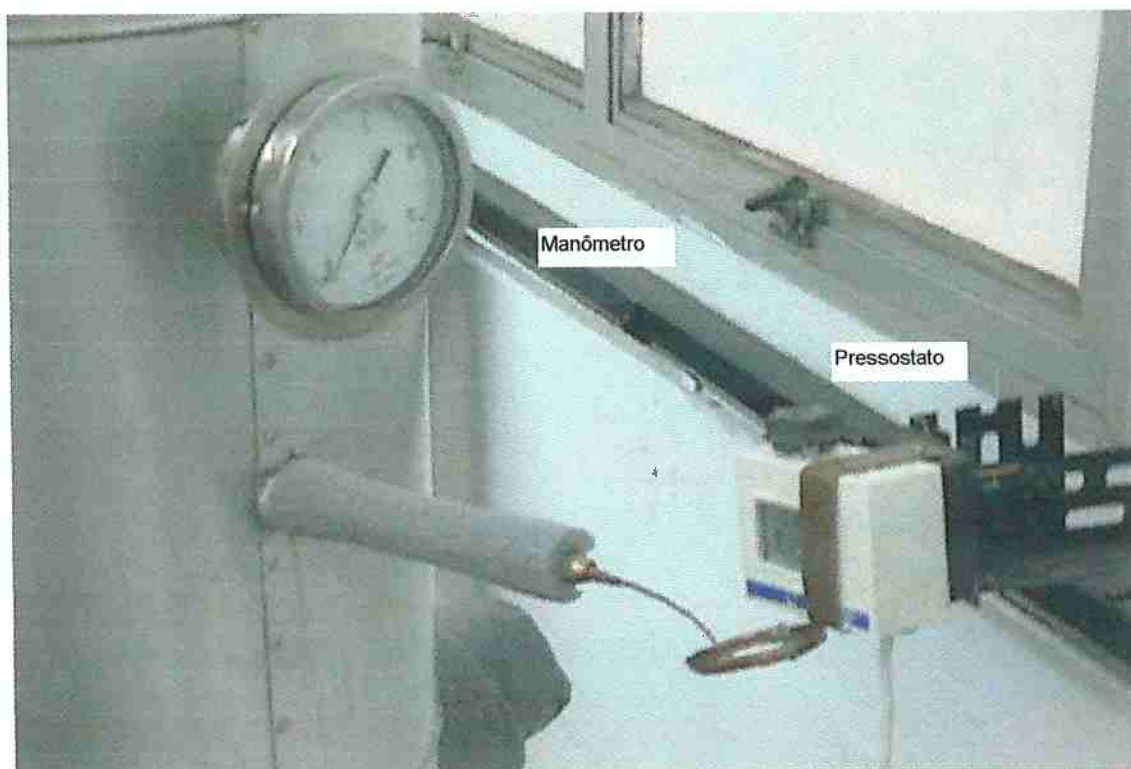


Figura 6.22 Manômetro e pressostato colocado no condensador-acumulador

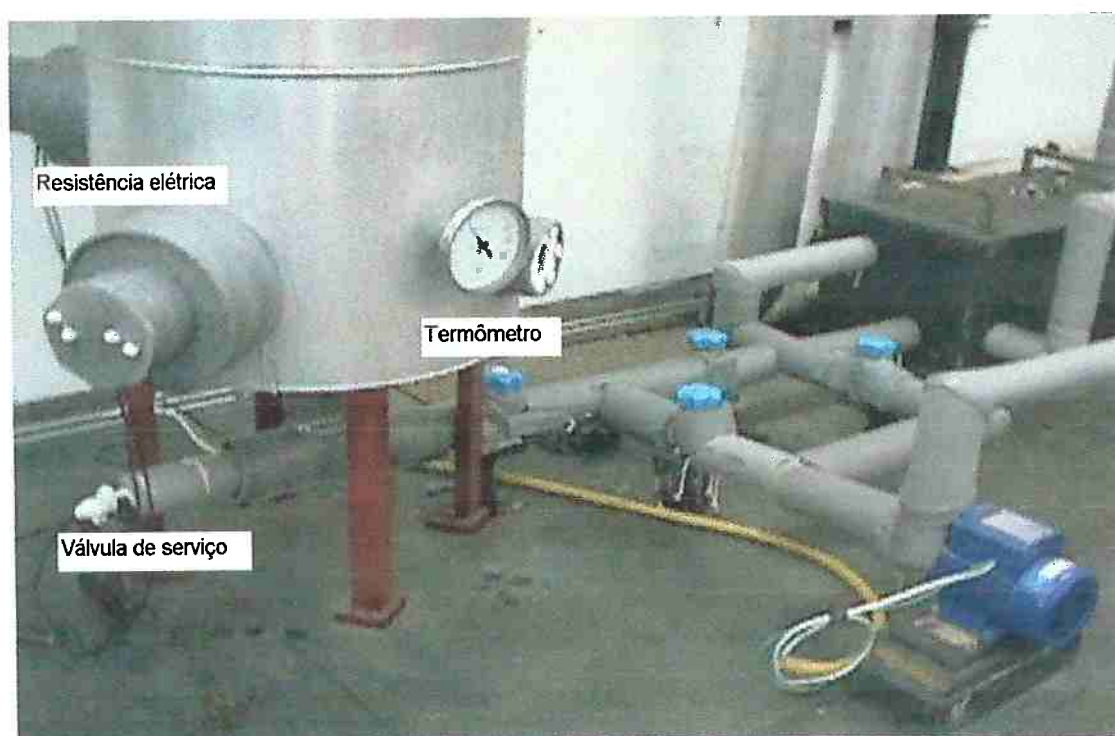


Figura 6.23 Detalhe da bomba magnética, da resistência elétrica e do "by pass" instalados no condensador-acumulador para o transporte do fluido para o pressurizador.





Figura 6.24 Vista geral do circuito de baixa pressão na unidade experimental construída.

Em uma etapa inicial dos ensaios, a bomba magnética teve como objetivo conduzir o refrigerante líquido, armazenado no condensador-acumulador, para o pressurizador. Este equipamento mostrou-se adequado para evitar possíveis vazamentos ou qualquer contato com a parte elétrica do motor, já que o trabalho com este tipo de fluidos requer cuidados especiais em relação à segurança. Posteriormente, a experiência mostrou não ser necessária a utilização da bomba magnética. O transporte do refrigerante para o pressurizador pôde ser realizado por diferença de pressões estabelecidas entre estes dois reservatórios. Para alcançar este objetivo, foram colocadas duas resistências elétricas de 4kW no condensador-acumulador, aumentando a temperatura do fluido e assim atingindo pressões um pouco maiores que no pressurizador, realizando desta forma, o transporte do fluido.

### **6.2.7 Sistema de Aquisição de Dados**

O sistema de aquisição de dados utilizado na unidade experimental, tem como objetivo monitorar as leituras dos transdutores de pressão e dos termopares instalados na seção de testes, e ao longo de todo o circuito. O sistema de aquisição mostrado na Fig. (6.25) e (6.26) é composto por uma série de placas conversoras e módulos condicionadores de sinais. São as seguintes as características das placas que compõem o sistema de aquisição de dados:

#### **Duas Placas de conversão A/D modelo CAD 12/ 32-32**

- Entradas analógicas: 32 canais de entrada em modo simples;
- Resolução: 12 bits de resolução;
- Faixa de entrada: 8 faixas de entrada (5V; 2,5V);
- Ganho de definição por software (1, 2, 5, 10);
- Tempo de conversão de 17 micro-segundos;
- E/S digital 16 entradas digitais, 16 saídas digitais;
- Temporizador de 16 bits e base de tempo de 2 MHz.

#### **Três Módulos Condicionadores de sinais modelo MCS 1000-16 V2**

- 16 canais configuráveis pelo usuário para leitura de pontes;
- Sensor de temperatura da junta fria para compensação da medida de termopares;
- Filtro de dois pólos (frequência padrão de 35 Hz).

#### **Um *software* para o programa de aquisição de sinais estáticos.**

- Permite a leitura de até 48 canais de entrada;
- Permite a linearização de sinais: termopares e sensores especiais;
- visualização do sinal após a coleta na forma gráfica;
- impressão de gráficos na forma de registro;
- ajuste de fatores de escala após o ensaio.

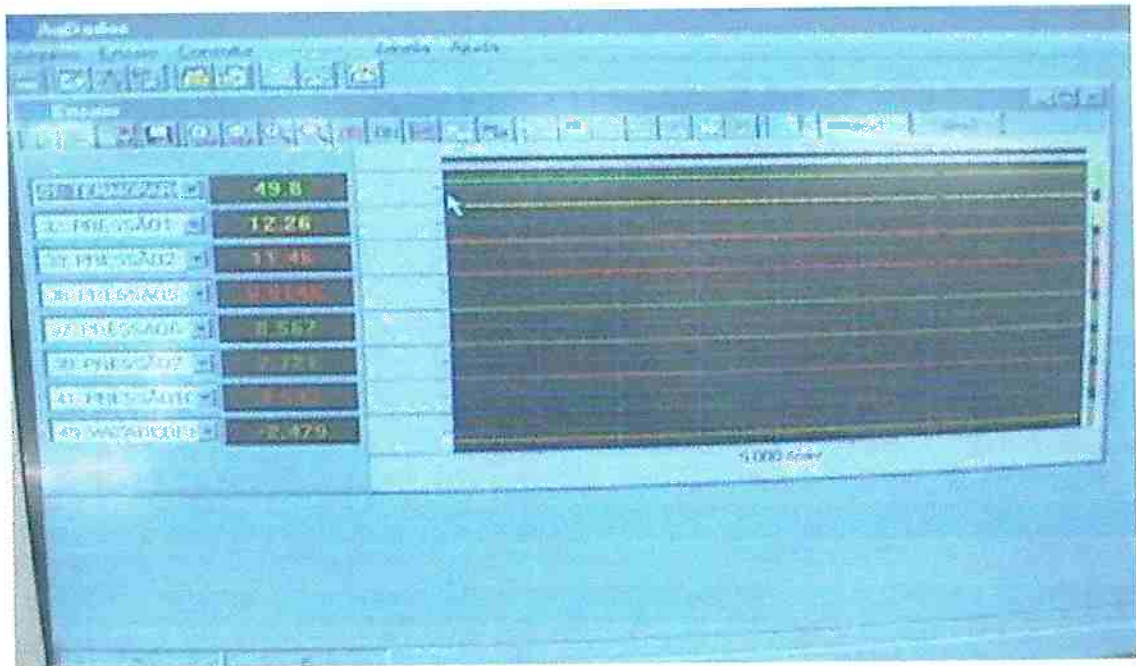


Figura 6.25 Tela do computador mostrando alguns valores medidos.



Figura 6.26 Vista geral do sistema de aquisição de dados junto com os conversores e as conexões dos termopares.

---

### 6.3 PROCEDIMENTO E METODOLOGIA DO ENSAIO EXPERIMENTAL

O procedimento adotado para a realização dos ensaios é a seguinte:

- a) O “chiller” é ligado para que o etileno glicol circule pelo condensador-acumulador, isto garante que qualquer resíduo de gás no tanque seja condensado e, também, as condições críticas (abaixo de  $-20^{\circ}\text{C}$ ) sejam atingidas.
- b) A válvula do tanque de nitrogênio é aberta para pressurizar a bexiga até obter a pressão desejada no ensaio. A medida exata desta pressão é conseguida com o transdutor de pressão instalado na entrada da seção de testes.
- c) O fluido circula através da seção de testes por aproximadamente uma hora até ser atingido o regime permanente.
- d) O controlador de temperatura é ajustado para obter o grau de subresfriamento desejado. São necessários cerca de 15 minutos até a estabilização da temperatura.
- e) Para cada pressão de entrada na seção de testes, são realizados ensaios com diferentes graus de subresfriamento.
- f) Quando todo o fluido refrigerante puro ou contaminado com o óleo lubrificante passou através da seção de testes, o refrigerante é separado do óleo e depois condensado e depositado no condensador-acumulador. O transporte do fluido condensado para o tanque pressurizador é feito por diferença de pressão obtida por aquecimento do fluido no condensador-acumulador, até cerca de 500 kPa acima da pressão no tanque pressurizador.
- g) A válvula do pressurizador é aberta para reduzir a pressão da bexiga até aproximadamente 500 kPa (pressões inferiores a este valor podem ocasionar o vazamento do fluido).

Os ensaios iniciam-se com pressões de condensação reduzidas, em torno de 1016,4 kPa para R-134a, equivalentes à temperatura de condensação de 40°C, e progressivamente, para cada ensaio, aumenta-se até a pressão máxima fixada para as experiências, aproximadamente 1380 kPa (temperatura de condensação de 50°C). Portanto, para cada ensaio é fixada uma pressão de entrada em função da temperatura de condensação desejada. Foram realizados ensaios com as temperaturas de condensação de 40, 42, 44, 46, 48 e 50 °C e subresfriamentos de 4, 6, 8, 10 e 12°C. A temperatura de evaporação foi regulada e sempre mantida em um valor inferior - 20°C, garantindo as condições de escoamento crítico na saída do tubo capilar para as condições de teste.

Para as misturas refrigerante-óleo foi seguido o mesmo procedimento de ensaio descrito acima, com a injeção de quantidades controladas de óleo de lubrificação. A única diferença foi no procedimento adotado para estabelecer o grau de subresfriamento. A temperatura de saturação da mistura refrigerante-óleo aumenta à medida que aumenta a concentração de óleo. *Thome (1995)* sugere um aumento de 0,2 K na temperatura de saturação da mistura refrigerante-óleo para cada aumento de 1% na concentração de óleo. Este aumento foi considerado nos ensaios para misturas com concentrações de óleo de 1, 3, e 5 %. Para cada ensaio com mistura refrigerante-óleo, foram tiradas duas amostras para a medida da concentração. Logo após o ensaio com a mistura refrigerante-óleo, a experiência mostrou ser necessário promover o escoamento de refrigerante puro com o objetivo de “arrastar” possíveis resíduos de óleo que potencialmente poderiam ficar na seção de testes.

---

## 6.4 MEDIDAS EXPERIMENTAIS PRELIMINARES

A análise do escoamento ao longo do tubo capilar requer uma avaliação rigorosa da sua geometria, uma vez que, o diâmetro e rugosidade são parâmetros que afetam significativamente o desempenho dos tubos capilares. Portanto, torna-se necessário a realização de medidas confiáveis destas grandezas. Com esta finalidade foram realizados levantamentos experimentais para o diâmetro interno, e a rugosidade do tubo capilar.

### 6.4.1 Medida do Diâmetro Interno do Tubo Capilar

Para a realização da medida do diâmetro interno do tubo capilar, foram adotados dois procedimentos: O primeiro foi calcular o valor do diâmetro interno através da determinação do volume interno do tubo capilar, preenchendo com um fluido de massa específica conhecida (mercúrio e água). Foram utilizados três amostras do mesmo tubo da seção de testes para cada diâmetro medido.

A metodologia foi a seguinte: inicialmente a amostra de tubo capilar vazio é pesada em uma balança eletrônica de precisão marca GEHAKA B-400, com leitura de 0,001 g de fundo de escala, repetindo esta operação 4 vezes para cada amostra. Logo após, com uma seringa é realizado o enchimento do tubo capilar com mercúrio de densidade média de  $13550 \text{ kg/m}^3$  a  $20^\circ\text{C}$  e pesado na balança. A diferença com o valor inicial é a massa de mercúrio no capilar. Com a massa, a densidade do mercúrio e o comprimento da amostra conhecidos determina-se o valor do diâmetro do capilar.

Os valores medidos encontrados para os diâmetros internos das amostras foram os seguintes:

Tabela (6.3) Valores do diâmetro interno do capilar medidos experimentalmente

	Diâmetro medido	Diâmetro nominal do fabricante	diferença
AMOSTRA 1	0,66 mm	0,60 mm	+9,1%
AMOSTRA 2	0,82 mm	0,83 mm	-1,2%
AMOSTRA 3	0,69 mm	0,75 mm	-8,0%

As amostras não se encontram dentro da tolerância de 0,025mm especificados pelo fabricante. A incerteza da medida do diâmetro foi estimado em 1% considerando-se a dispersão da amostra de resultados e a incerteza da balança utilizada.

O segundo procedimento foi a utilização do projetor de perfil do Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP. Amostras iguais às utilizadas no procedimento anterior foram utilizadas nas medidas. Para cada tubo o procedimento adotado foi de medir o diâmetro em direções diferentes e perpendiculares entre si. Foram realizadas várias medidas e os resultados obtidos confirmaram os testes realizados com mercúrio e água.

#### 6.4.2 Avaliação do Fator de Atrito e da Rugosidade do Tubo Capilar

A determinação experimental do coeficiente de atrito, foi realizada com o objetivo de verificar o comportamento da correlação proposta por *Haaland (1983)* e utilizada no modelo de simulação,

Como a seção de testes foi instrumentada com 10 transdutores de pressão, foi possível avaliar o coeficiente de atrito para o escoamento de refrigerante líquido e bifásico através do tubo capilar. A avaliação do coeficiente de atrito na região de escoamento líquido foi realizada com refrigerante líquido subresfriado circulando através da seção de teste. Os valores do subresfriamento na entrada do tubo capilar ficaram entre 20 e 30°C. Os valores experimentais para o fator de atrito foram determinados pela Eq. (6.2) a partir das pressões de entrada e de saída medidas na seção de testes e da vazão mássica de refrigerante medida pelo medidor tipo Coriolis. Assim, podemos escrever esta correlação da seguinte forma:

$$f = 2 \frac{P_e - P_s}{L_{cap}} \rho \frac{D}{G^2} \quad (6.2)$$

O número de Reynolds foi calculado com o valor do diâmetro interno do capilar e a vazão mássica medida na seção de testes e apresenta valores situados na região de transição entre os regimes turbulento liso e rugoso, assim:

$$\text{Re} = \frac{GD}{\mu_l} \quad (6.3)$$



*Pate (1982)* desenvolveu uma correlação para o cálculo do fator de atrito na região de escoamento de refrigerante líquido no tubo capilar baseada no número de Reynolds e num fator determinado experimentalmente. A correlação é a seguinte:

$$f = \frac{3,49}{Re_l^{0,47}} \tag{6.4}$$

Esta correlação tem a vantagem de permitir uma análise inicial do fator de atrito sem a utilização da rugosidade da parede do tubo capilar. A Fig. (6.27) mostra a comparação dos valores experimentais encontrados para o fator de atrito e os valores obtidos com a correlação proposta por *Pate(1982)*.

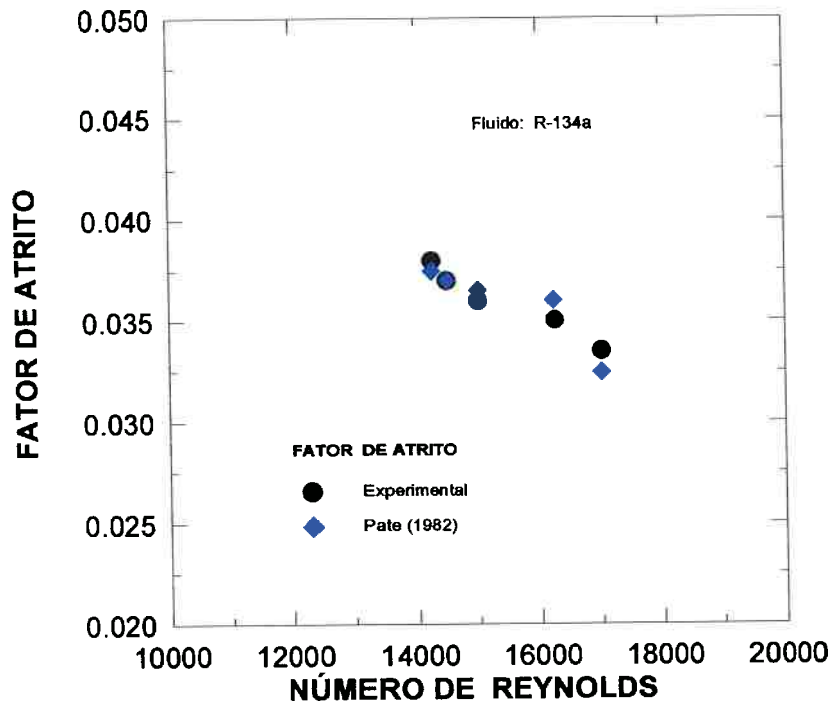


Figura 6.27 Comparação entre os valores experimentais medidos do fator de atrito na região líquida e os valores calculados utilizando a correlação proposta por *Pate (1982)*.

A rugosidade é um parâmetro muito importante na avaliação do escoamento no interior do tubo capilar. Para medir a rugosidade foram utilizados dois métodos. O primeiro método consistiu em medir diretamente a rugosidade absoluta ( $\epsilon$ ) da parede interna do tubo capilar, através de um rugosímetro. O segundo procedimento consistiu em avaliar a rugosidade equivalente obtida indiretamente através dos ensaios experimentais.

Para a realização da medida geométrica da rugosidade da parede do capilar foi necessário destruir parcialmente as amostras, para facilitar o contato do sensor do rugosímetro com a superfície interna do capilar. Para cada amostra de tubo capilar foram realizadas medições em diversos pontos da seção de corte com o objetivo de minimizar as possíveis falhas na superfície, causadas pelo processo de fabricação por extrusão. Este procedimento não forneceu medidas confiáveis, uma vez que o sensor não tocava diretamente, em toda a extensão, a parede interna do tubo capilar, devido à curvatura e ao pequeno diâmetro do tubo.

Para a obtenção da rugosidade equivalente foi necessário obter dados experimentais do perfil de pressões da seção de testes e depois compará-los com a equação proposta por *Haaland (1983)*. Os valores medidos para o fator de atrito e para o número de Reynolds calculado em função da vazão mássica medida foram considerados para o cálculo aproximado da rugosidade relativa  $\left(\frac{\epsilon}{D}\right)$ . A equações para o fator de atrito proposta por *Haaland (1983)* é a seguinte:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1,8 \log \left[ \frac{6,9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} \right)^{1,11} \right] \quad (6.5)$$

De acordo aos resultados experimentais encontrados por *Sweedik(1981)* a rugosidade do tubo capilar não apresenta um valor padrão. Para um mesmo diâmetro interno do tubo capilar, diferentes amostras apresentam diferentes valores para a rugosidade. O fator de atrito encontrado experimentalmente através das Eq. (6.2) e (6.3) serve como dado para calcular valores médios para a rugosidade relativa. Com a Eq. (6.5) foi encontrado o valor da rugosidade relativa  $\left( \frac{\varepsilon}{D} \right)$  aproximadamente igual a 0,0003 para o tubo capilar de diâmetro de 0,82mm. A Fig. (6.28) mostra o efeito da rugosidade sobre a vazão mássica.

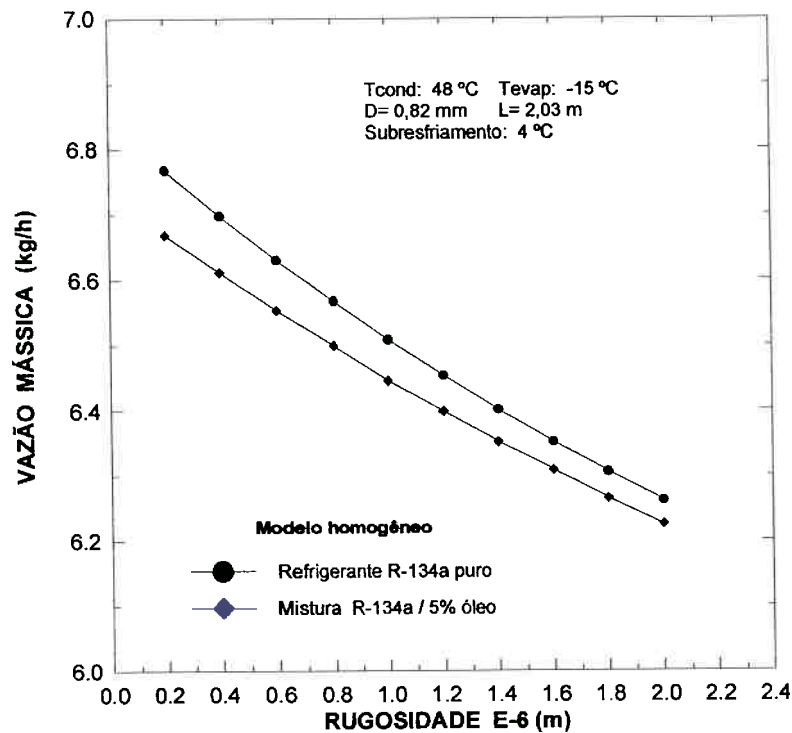


Figura 6.28 Influência da rugosidade da parede do tubo capilar sobre a vazão mássica.

## Capítulo 7

---

### RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo, são apresentados os resultados gerais obtidos neste trabalho. Inicialmente foram realizadas experiências com refrigerante R-134a puro, sendo utilizados dois tubos capilares com diâmetros internos de  $D=0,69\text{mm}$  e  $D=0,82\text{mm}$  respectivamente. Ao todo foram realizados 54 ensaios com refrigerante puro, totalizando mais de 300 pontos. Testes com misturas refrigerante-óleo de lubrificação foram realizados para concentrações de 1% até 5% sendo as condições dos testes as mesmas daquelas realizadas para refrigerante puro. O objetivo destes testes foi verificar a influência do óleo na vazão mássica e no atraso de vaporização (metaestabilidade).

Os ensaios com o hidrocarboneto R-600a (isobutano) foram realizados na etapa final do trabalho devido às dificuldades encontradas na aquisição deste refrigerante e aos cuidados requeridos no manuseio e tratamento.

Algumas variáveis de controle são representadas em função do tempo, demonstrando a boa repetibilidade do comportamento da unidade laboratorial ao longo dos ensaios. As temperaturas e pressões medidas durante os ensaios mostraram-se bastante estáveis, assim como o controle da temperatura de subresfriamento. A vazão

mássica medida, apresentava de maneira geral pouca ou nenhuma flutuação, para subresfriamentos moderados e elevados. Para pressões acima de 1400 kPa e subresfriamentos baixos, perto da condição de saturação, o medidor de vazão de Coriolis apresentava, em alguns instantes, flutuações muito grandes, indicando a presença de bolhas e superaquecimento localizado do líquido quando utilizado o R-134a.

Ao longo dos ensaios foi verificado que as vazões mássicas medidas começando com grau de subresfriamento alto, em torno de 12°C indo até 4°C, isto é, aquecimento do refrigerante até o ponto perto da saturação, diferem das vazões mássicas medidas se realizadas no sentido oposto, ou seja, começando o ensaio com grau de subresfriamento baixo até atingir um grau de subresfriamento alto. Este efeito de “histerese” na vazão mássica foi observado também por *Meyer e Dunn (1998)*, sendo que estas diferenças podem chegar a 10% em alguns casos.

A injeção de óleo apresentou pequenos problemas que no decorrer dos ensaios foram contornados. Inicialmente, ocorria entupimento do tubo capilar, devido ao acúmulo de óleo quando realizada a evaporação do refrigerante na seção de testes, principalmente para altas concentrações. Isso foi resolvido com a passagem de refrigerante puro após a realização de ensaio com mistura refrigerante-óleo, para “limpar” a seção de testes. As medidas da massa de óleo na mistura para o cálculo da concentração foram realizadas com razoável precisão, para cada medida foram tomadas duas amostras e os valores obtidos apresentavam pouca variação. Para acelerar o processo de evaporação do refrigerante na amostra, foi utilizado um aquecedor portátil, aumentando a temperatura da mistura até aproximadamente 40°C acima da

temperatura de saturação do refrigerante. Para ter absoluta certeza da completa evaporação do refrigerante, a garrafa de amostragem era deixada por um período de uma hora na balança de precisão, até a estabilização da medida da massa do líquido remanescente (óleo de lubrificação).

Os ensaios com o refrigerante R-600a (isobutano) foram realizados para condições de operação ligeiramente diferentes daquelas realizadas do R-134a. Isto porque estes refrigerantes apresentam diferentes temperaturas de vaporização. Os testes foram realizados para temperaturas de condensação de 56,8°C, 51,8°C, 46,8°C e 41,8°C e para subresfriamentos de 4°C até 16°C. Para realização dos ensaios com o hidrocarboneto R-600a foi montada uma seção de testes paralela à linha principal. Nos ensaios foi utilizado um comprimento do tubo capilar de 2315 mm e dois diferentes diâmetros:  $D=0,82$  mm e  $D=0,60$  mm.

A análise do efeito das variáveis sobre o escoamento no interior do tubo capilar como: o diâmetro, a pressão de condensação, e o grau de subresfriamento serão tratados no decorrer deste capítulo. Pode-se dizer que, os resultados apresentam consistência e os objetivos traçados para este trabalho foram atingidos.

## 7.1 VARIÁVEIS DE CONTROLE MEDIDAS EM FUNÇÃO DO TEMPO

A bancada construída para avaliação do desempenho de tubos capilares permite um controle preciso das temperaturas e pressões de entrada e saída na seção de testes, além de um controle acurado da temperatura de subresfriamento e da vazão mássica. A Fig. (7.1) mostra as medidas, em função do tempo, das 10 tomadas de pressão instaladas ao longo do tubo capilar realizadas durante um ensaio. Pode ser observada a estabilidade das medidas das pressões com a tendência de flutuações menores à medida que o regime permanente é atingido, isto normalmente é conseguido após 15 minutos de ensaio.

As temperaturas medidas ao longo do tubo capilar são mostradas na Fig. (7.2). Ao todo foram instalados 20 termopares tipo "T" na seção principal. Na figura pode-se observar a estabilidade no valor das temperaturas. A Fig. (7.3) mostra a evolução do grau de subresfriamento para um ensaio padrão, até atingir o valor de aproximadamente  $12^{\circ}\text{C}$  de subresfriamento, valor máximo desta variável, que será utilizado nas experiências. Este grau de subresfriamento é atingido após aproximadamente 15 minutos, dependendo da pressão de condensação e da potência dissipada na resistência elétrica, em torno de 10 W/m. Flutuações iniciais na vazão mássica podem ser observadas na Fig. (7.4). A vazão mássica depende da pressão de condensação fixada no pressurizador, pequenas flutuações na pressão originam pequenas mudanças na vazão mássica. As medidas feitas mostram que as amplitudes das flutuações são menores que 1% do valor da vazão mássica medida.

A Fig. (7.5) mostra a variação da pressão na entrada do tubo capilar na fase inicial do ensaio. Estas flutuações de pressão são sempre observadas uma vez que, a pressurização do fluido a montante do tubo capilar é obtida de maneira indireta através da bexiga contendo nitrogênio, portanto, a medida que o refrigerante escoar através do circuito a bexiga é preenchida novamente com nitrogênio, para manter a pressão constante, originando uma flutuação natural. A instalação de uma válvula solenóide na seção de entrada do pressurizador, facilitou o controle da pressão ficando dentro de uma faixa de  $\pm 3$  kPa.

As flutuações de pressão que ocorrem logo após a saída do tubo capilar são apresentadas na Fig. (7.6). Estas medidas foram feitas com um transdutor de pressão instalado no tubo de 9,8 mm de diâmetro, conectado à saída do tubo capilar. Este transdutor foi instalado a 50 mm da saída do tubo capilar. Flutuações na pressão, de amplitude de 9 kPa, são originadas devido à abrupta mudança de área ocorrida entre o tubo do capilar e o tubo de 9,8 mm.

A Fig. (7.7) mostra o tempo requerido para o refrigerante atingir a temperatura abaixo de  $-20$  °C, necessário para garantir as condições críticas de escoamento (escoamento bloqueado), na saída do tubo capilar. O refrigerante é condensado e armazenado no reservatório de baixa pressão (condensador-acumulador) quando aberta a válvula de etileno-glicol proveniente do “chiller”.

As Fig. (7.8) e (7.9) mostram o comportamento da vazão mássica ao longo do ensaio quando o subresfriamento do fluido é obtido de forma decrescente e crescente.



Pode ser visto nestas figuras que existe um efeito de “histerese” na curva do subresfriamento e também, na curva de vazão mássica à medida que o grau de subresfriamento é progressivamente diminuído ou aumentado. Este efeito foi verificado em todos os ensaios realizados. Um dos motivos para esta variação no grau de subresfriamento pode ser a influência da resistência elétrica de fita e do controlador de temperatura, utilizado para atingir o grau de subresfriamento desejado e, seguramente também pela mudança do ponto de início de vaporização no interior do tubo capilar, originando assim, valores diferentes para a vazão mássica.

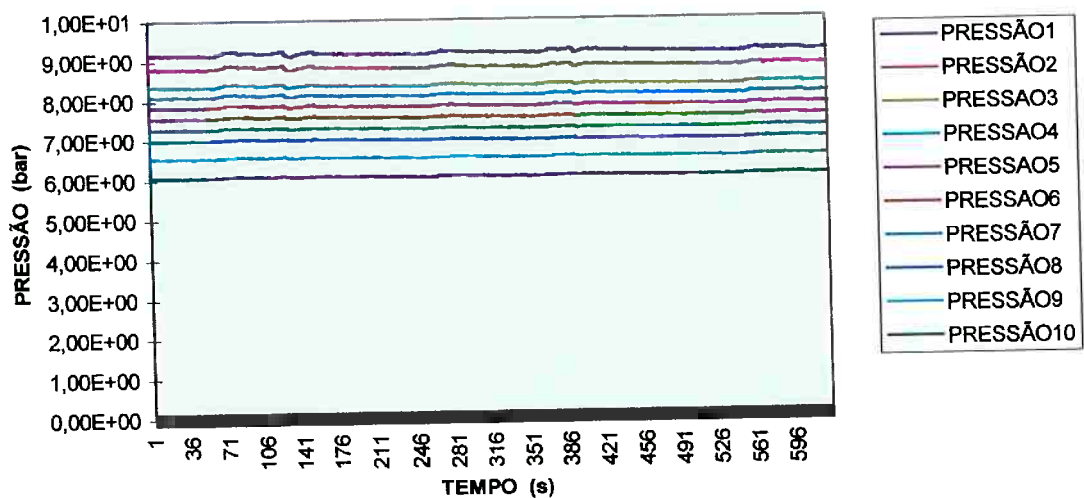


Figura 7.1 Registro das pressões ao longo do tubo capilar

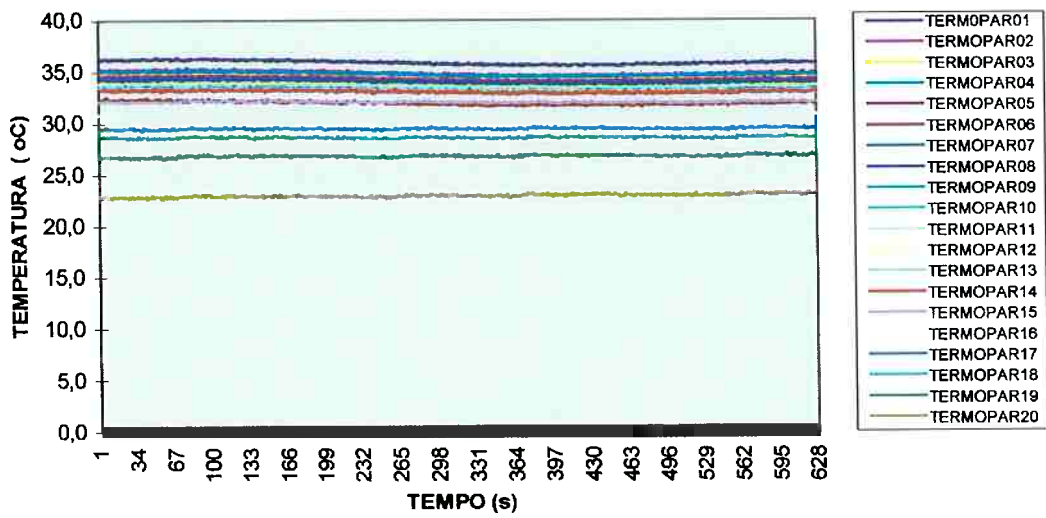


Figura 7.2 Registro das temperaturas medidas ao longo do tubo capilar.

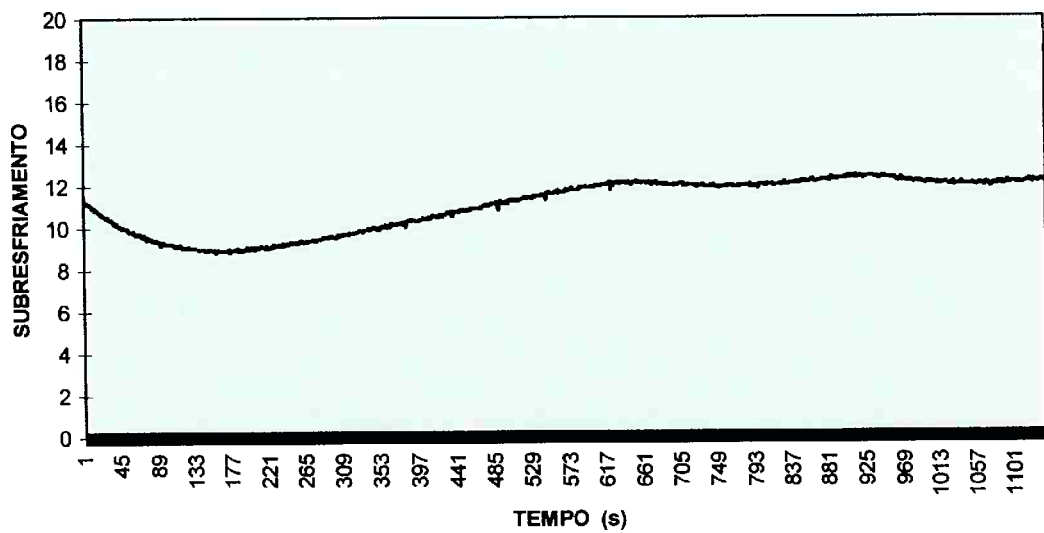


Figura 7.3 Evolução da temperatura de subresfriamento, até atingir a condição de regime permanente ( $T_{sub}=12^{\circ}\text{C}$ ).

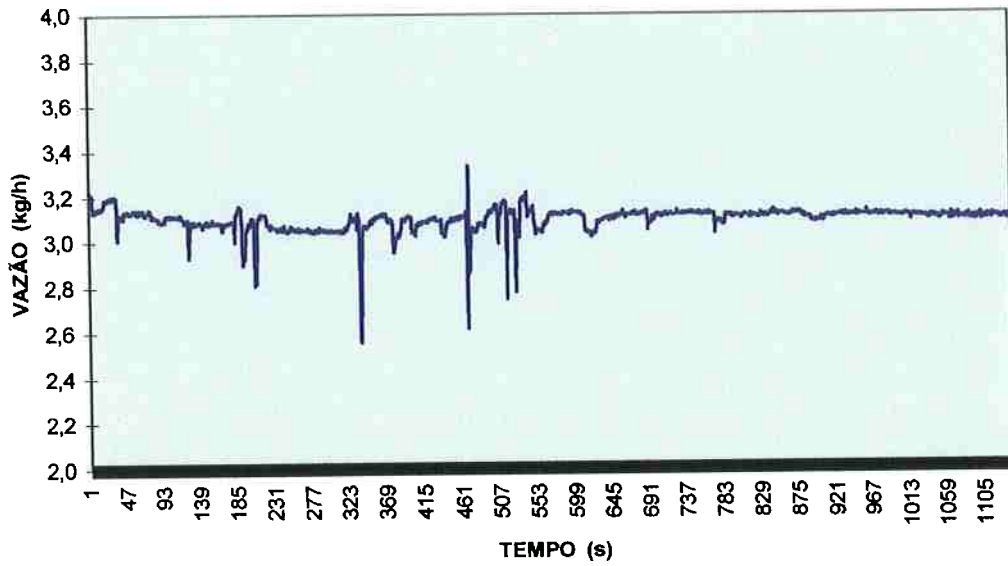


Figura 7.4 Evolução da vazão mássica até atingir a condição de regime permanente.

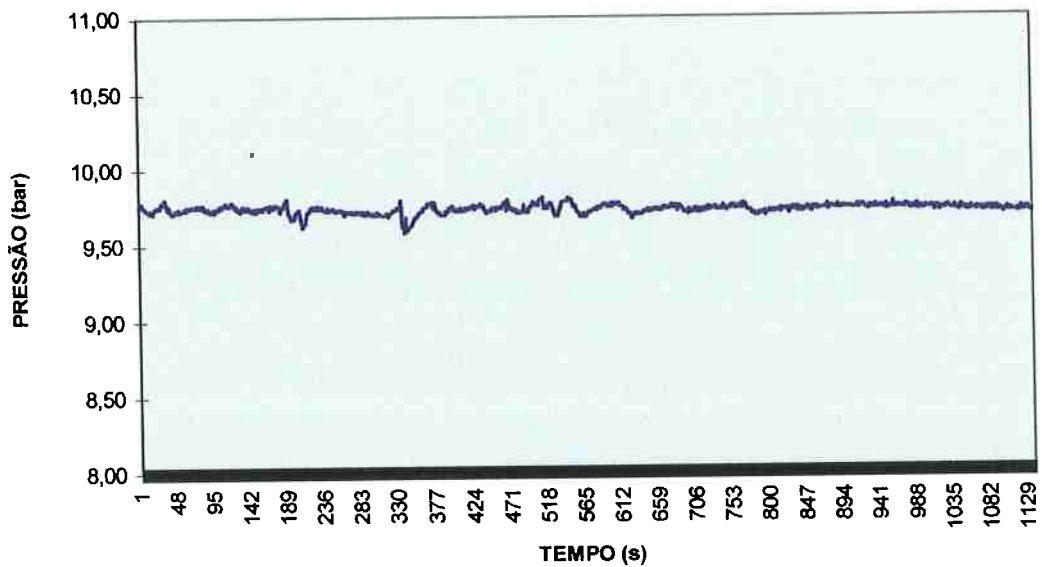


Figura 7.5 Evolução da pressão de entrada até atingir a condição de regime permanente.

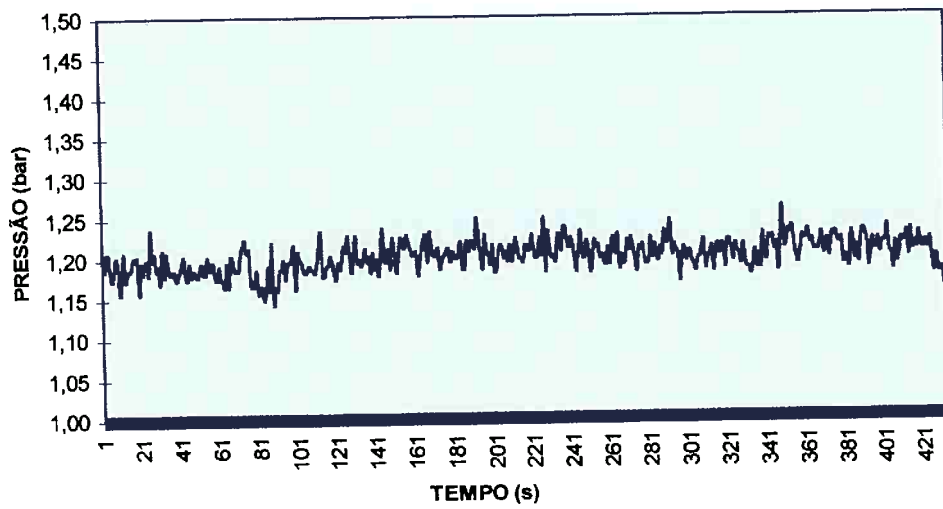


Figura 7.6 Variação da pressão medida na saída do tubo capilar.

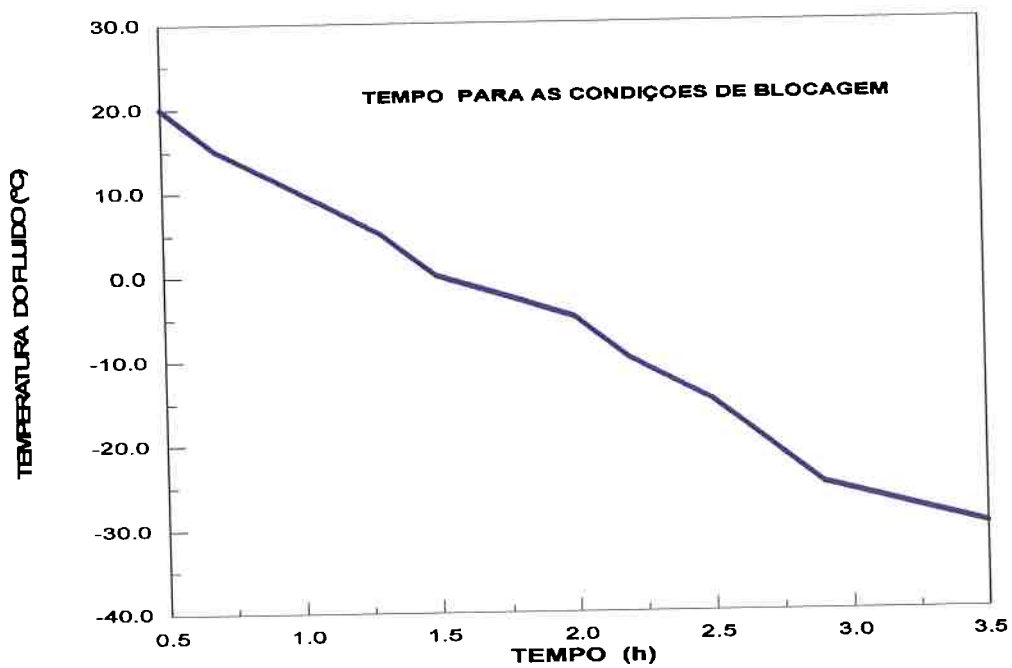


Figura 7.7 Evolução do tempo requerido para a obtenção das condições de blocagem nos ensaios.

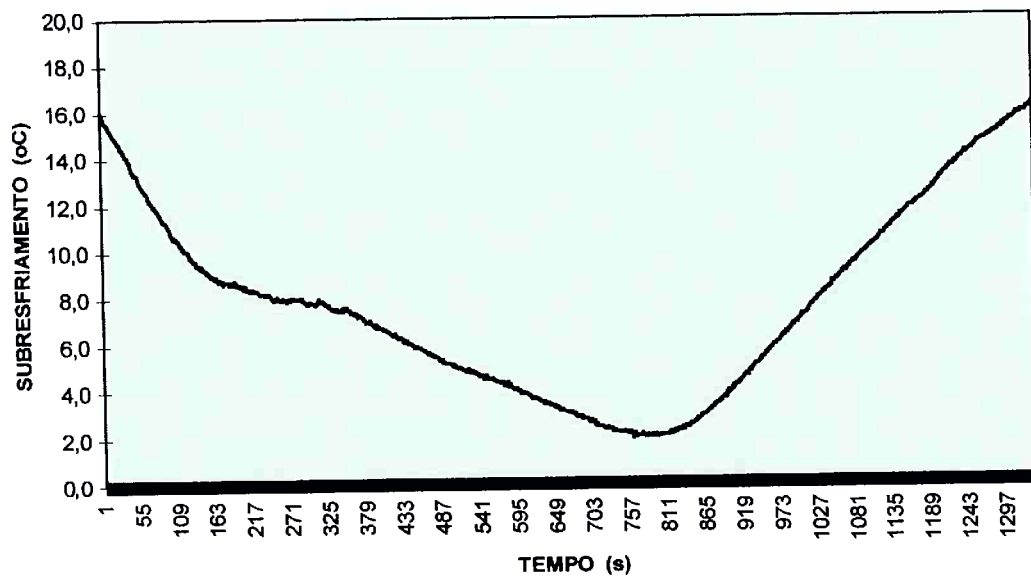


Figura 7.8 Efeito da "histerese" resultante da obtenção de subresfriamento quando mudada a temperatura do fluido de forma decrescente e crescente.

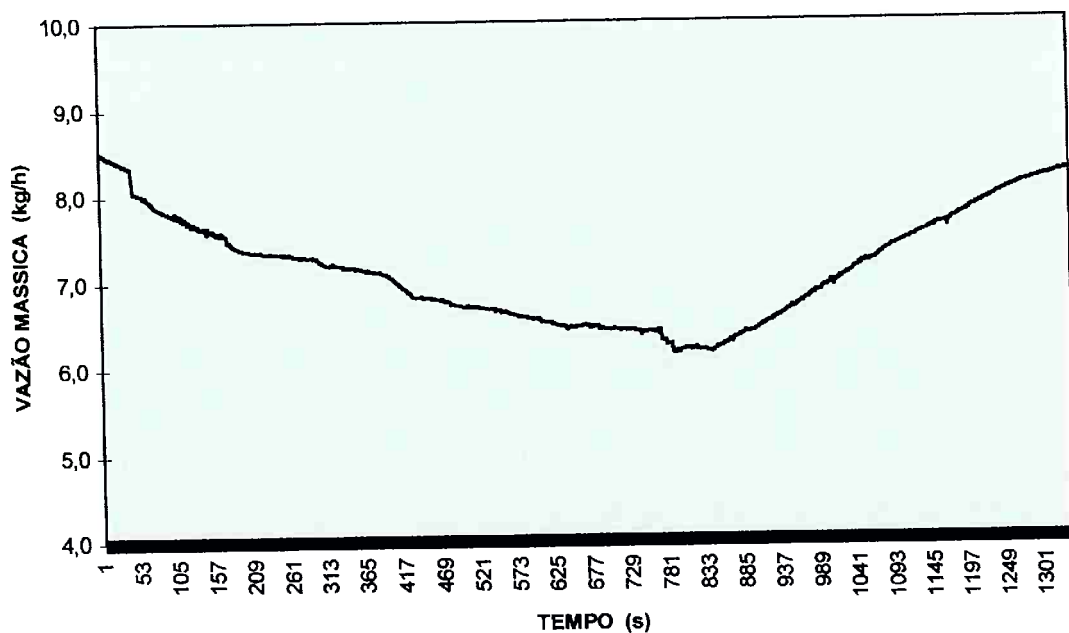


Figura 7.9 Variação da vazão mássica ao longo do ensaio quando o subresfriamento é conseguido de forma decrescente e crescente.

### 7.1.1 Perfil de Temperatura Medido e Calculado para R-134a puro

As Fig. (7.10), (7.11) e (7.12) mostram os perfis de temperaturas medidos e calculados para a temperatura de condensação de 42°C e graus de subresfriamento de 4°C, 8°C e 12°C. Estas temperaturas foram medidas na superfície externa do tubo capilar. A temperatura calculada foi obtida em função das pressões medidas ao longo da seção de testes. A interseção das curvas na Fig. (7.10) indica o ponto teórico de início da vaporização (ponto A) e mostra também, que o líquido permanece superaquecido por aproximadamente 0,5m até atingir o ponto (B), sendo que este comprimento diminui à medida que aumenta o grau de subresfriamento, como pode ser visto nas Fig. (7.11) e (7.12).

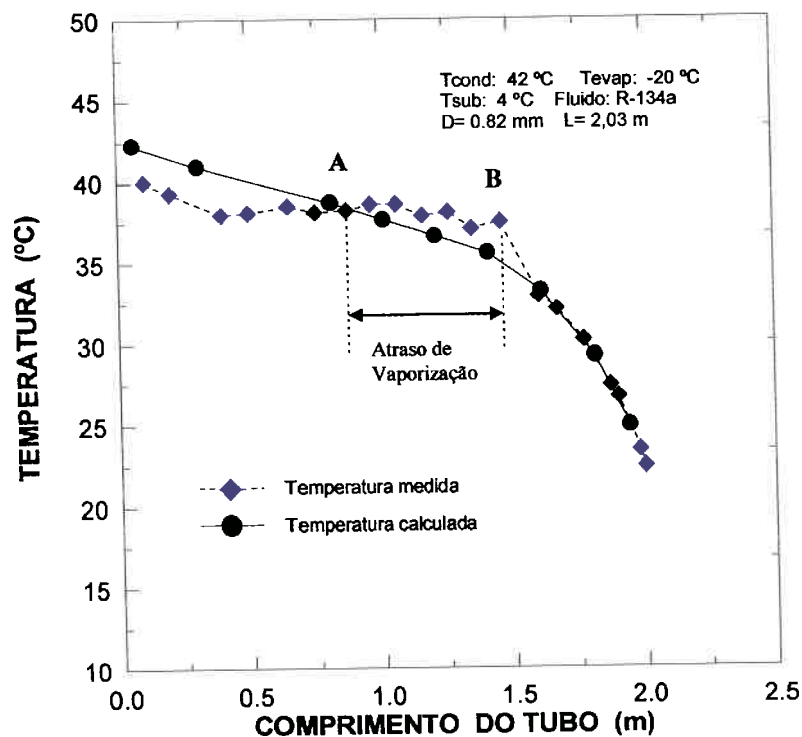


Figura 7.10 Perfil de temperatura medido e calculado para o refrigerante R-134a e grau de subresfriamento de 4°C.

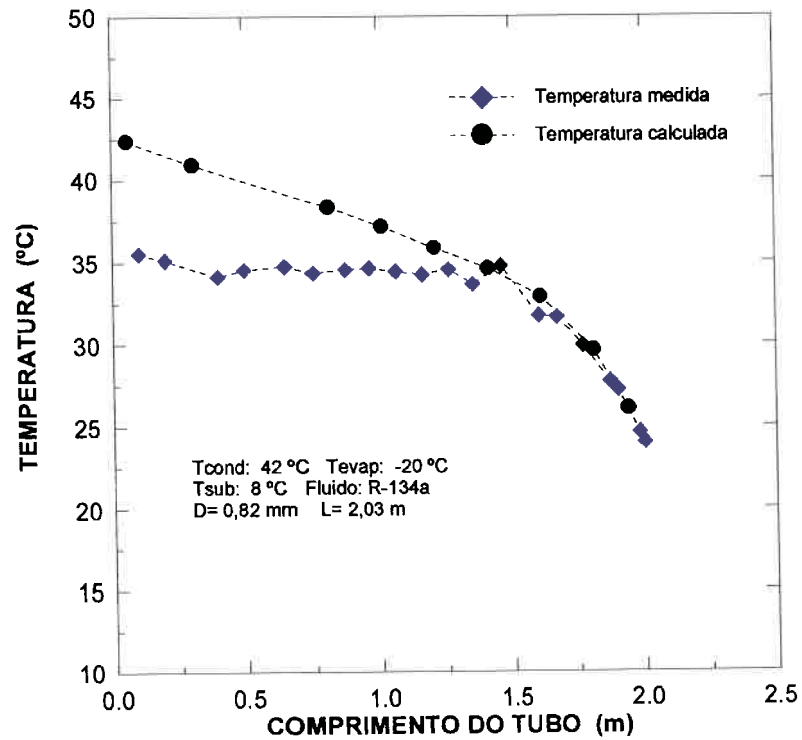


Figura 7.11 Perfil de temperatura medido e calculado para o refrigerante R-134a e grau de subresfriamento de 8°C.

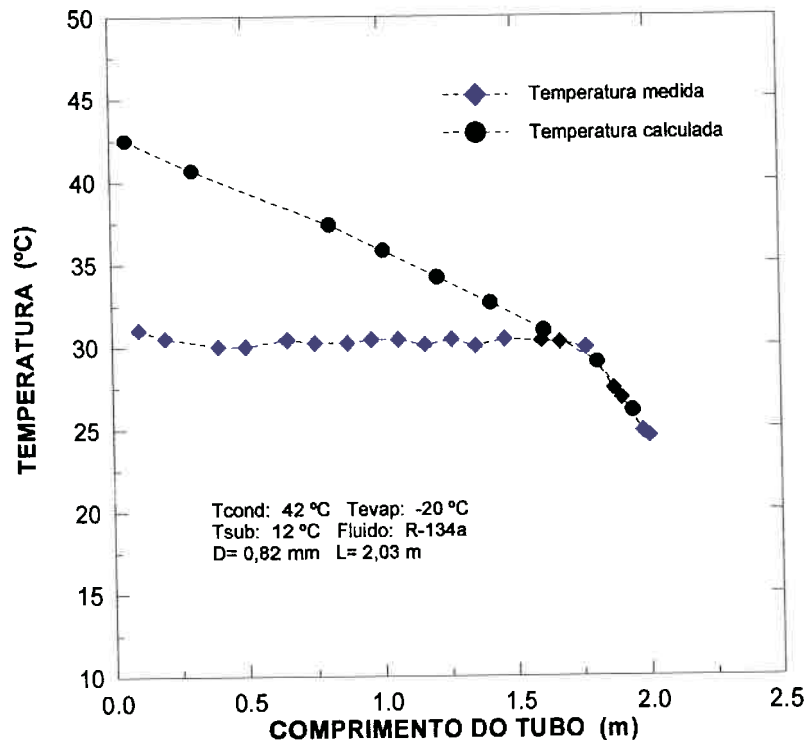


Figura 7.12 Perfil de temperatura medido e calculado para o refrigerante R-134a e grau de subresfriamento de 12°C.

## 7.2 ANÁLISE DAS VARIÁVEIS PARA REFRIGERANTE R-134a PURO

Nesta seção serão analisadas as variáveis envolvidas diretamente no desempenho do tubo capilar. As variáveis consideradas são: o diâmetro e o comprimento do tubo, a pressão de condensação, o grau de subresfriamento, e a pressão de saída. Estas variáveis apresentam uma influência significativa na vazão mássica do tubo capilar.

### 7.2.1 Influência do Diâmetro Interno

O diâmetro desempenha um papel importante no projeto de tubos capilares. Pequenas variações no valor do diâmetro originam grandes mudanças na vazão mássica. O aumento do diâmetro de  $D=0,69\text{mm}$  para  $D=0,82\text{mm}$  pode resultar em vazões 100 % maiores como pode ser visto para as condições de escoamento indicadas na Fig. (7.13). Considerando as variações do diâmetro observadas nos tubos capilares fornecidos pelos fabricantes, as variações nas vazões mássicas são relevantes e afetam o coeficiente de eficácia (COP) do ciclo de refrigeração. Assim, dois refrigeradores com o mesmo diâmetro nominal do tubo capilar conforme especificado pela indústria, poderão apresentar consumos energéticos bastante diferentes. A Fig. (7.13) mostra também, a variação da vazão para diferentes temperaturas de condensação, para as condições indicadas na figura. Os ensaios foram realizados para diâmetros internos de  $D=0,69\text{mm}$  e  $D=0,82\text{mm}$  e subresfriamento de  $12^\circ\text{C}$ . Pode ser verificado um aumento de 5% a 10% na vazão mássica à medida que a temperatura de condensação aumenta. A Fig. (7.14) mostra a variação da vazão mássica com o grau de subresfriamento para a temperatura de condensação de  $50^\circ\text{C}$ , observa-se também o aumento da vazão mássica à medida que o grau de subresfriamento aumenta.



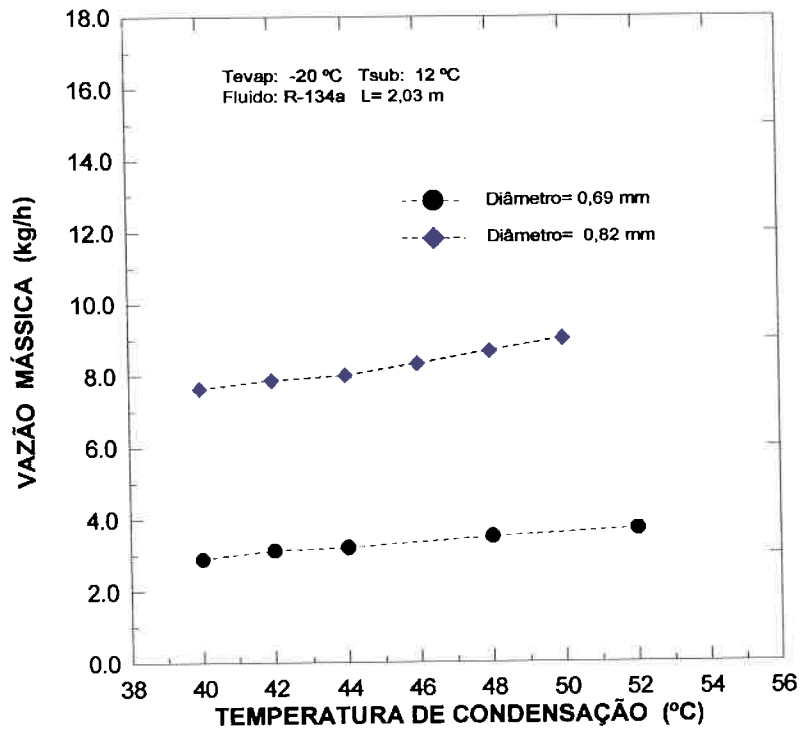


Figura 7.13 Variação da vazão mássica para dois diferentes diâmetros de tubo capilar em função da temperatura de condensação.

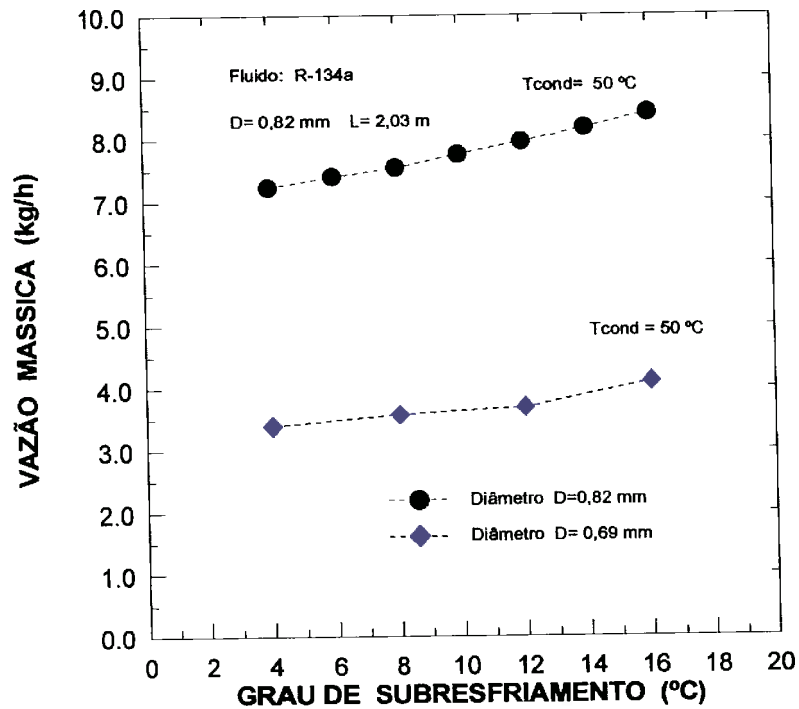


Figura 7.14 Variação da vazão mássica com o grau de subresfriamento para tubos capilares com diâmetros D= 0,69 mm e D= 0,82mm.

### 7.2.2 Influência da Pressão de Condensação

A Fig. (7.15) mostra o perfil de pressão obtido experimentalmente para dois diâmetros diferentes do tubo capilar na temperatura de condensação de 40°C, temperatura de evaporação de -20°C e subresfriamento de 4°C.

A Fig. (7.16) mostra a influência da pressão de condensação sobre a vazão mássica para subresfriamentos de 4°C e 12°C. Pode-se apreciar um aumento na vazão mássica quando ocorre um aumento da pressão de condensação. Para subresfriamento de 12°C as vazões apresentam valores em torno de 20% superiores do que para subresfriamento de 4°C.

A influência do grau de subresfriamento no perfil de pressões pode ser vista na Fig. (7.17). A variação da pressão é linear com a posição da seção no trecho de escoamento de refrigerante líquido no interior do tubo capilar, mudando para um perfil curvilíneo à medida que o escoamento torna-se bifásico. Neste trecho a queda de pressão com a posição da seção é mais intensa e maior quanto menor é o grau de subresfriamento. Os perfis de pressão obtidos experimentalmente para diferentes temperaturas de condensação são mostrados na Fig. (7.18) para subresfriamento de 8°C e diâmetro de 0,69mm.

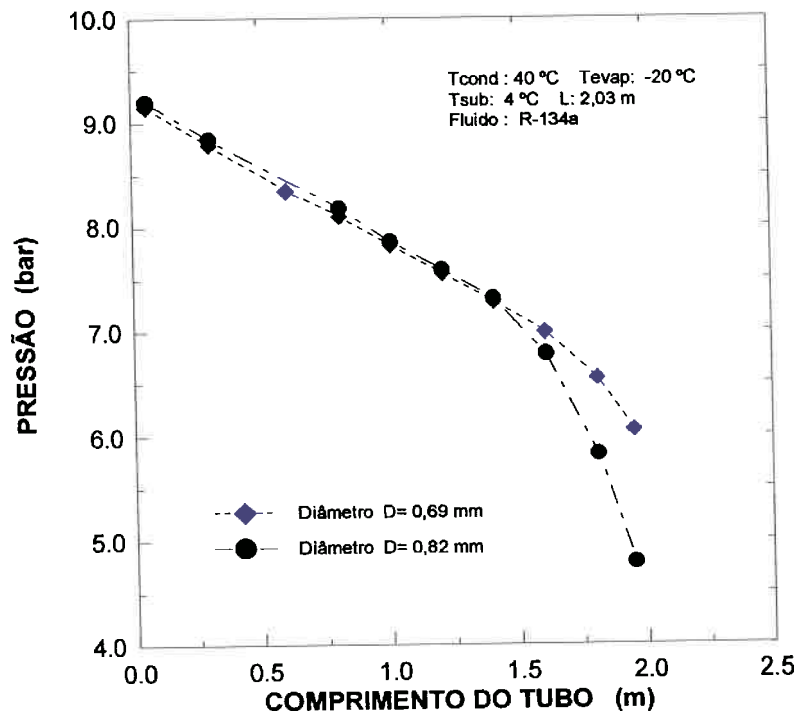


Figura 7.15 Variação dos perfis de pressão para dois diâmetros do tubo capilar.

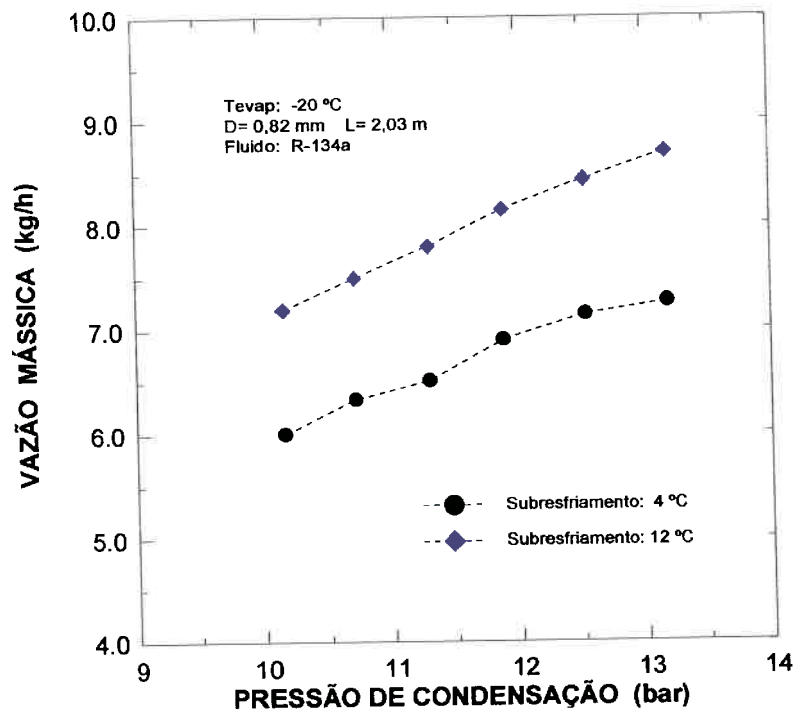


Figura 7.16 Influência da pressão de condensação sobre a vazão mássica para subresfriamentos de 4 °C e 12 °C.

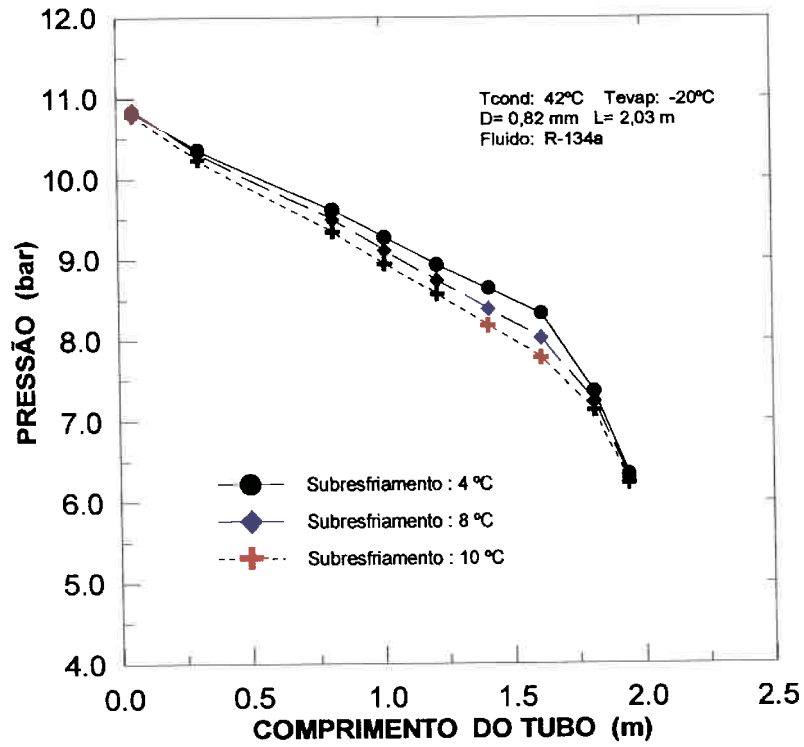


Figura 7.17 Perfis de pressão medidos para diferentes temperaturas de subresfriamento.

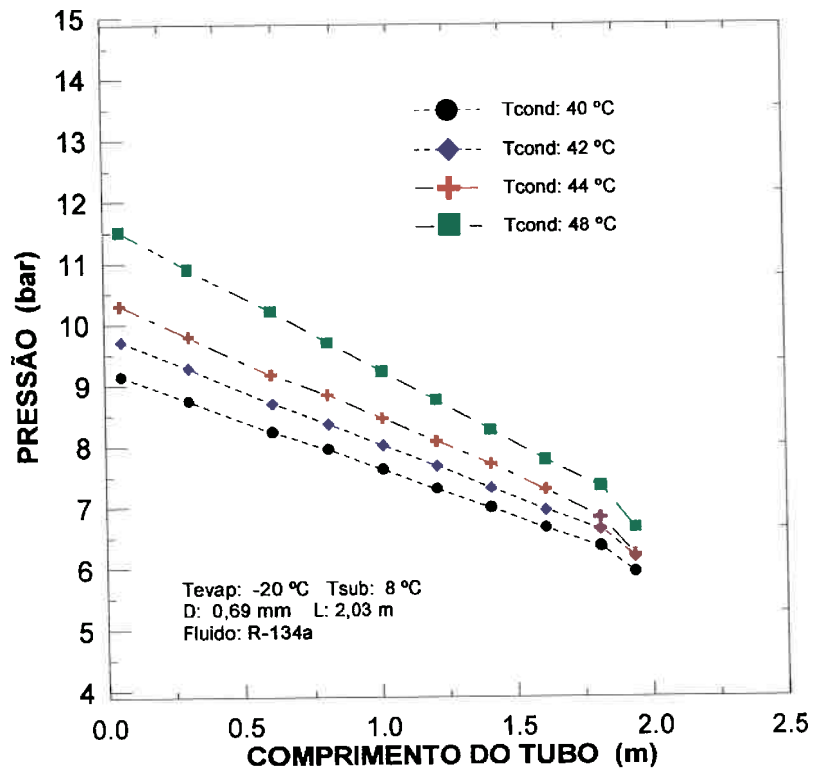


Figura 7.18 Evolução da pressão medida para diferentes temperaturas de condensação.

### 7.2.3 Influência do Grau de Subresfriamento

O aumento da vazão mássica com o grau de subresfriamento pode ser visto na Fig. (7.19) para os diâmetros do tubo capilar de 0,82mm e 0,69mm e temperatura de condensação de 42°C.

A Fig. (7.20) mostra a variação da vazão mássica medida em função da temperatura de condensação para graus de subresfriamentos de 4°C, 8°C e 12°C respectivamente.

A Fig. (7.21) indica claramente o efeito de “*histerese*” verificado em todos os ensaios realizados. A vazão mássica tende a ser maior quando os graus de subresfriamento são atingidos de forma decrescente. Na Fig. (7.22) pode se apreciar dois ensaios realizados nas mesmas condições e os resultados experimentais obtidos confirmaram esta tendência.

As Fig. (7.22) e (7.23) mostram o perfil de temperaturas e de pressões obtido para ensaios para 8°C subresfriamento realizados de forma crescente e decrescente. Pode ser observado pequenas diferenças entre os valores medidos para as temperaturas e para as pressões ao longo do tubo capilar. A vazão mássica medida para grau de subresfriamento crescente foi de 7,06 kg/h e para o grau de subresfriamento decrescente de 7,28 kg/h, sendo as diferenças em torno de 3% para a vazão mássica medida.

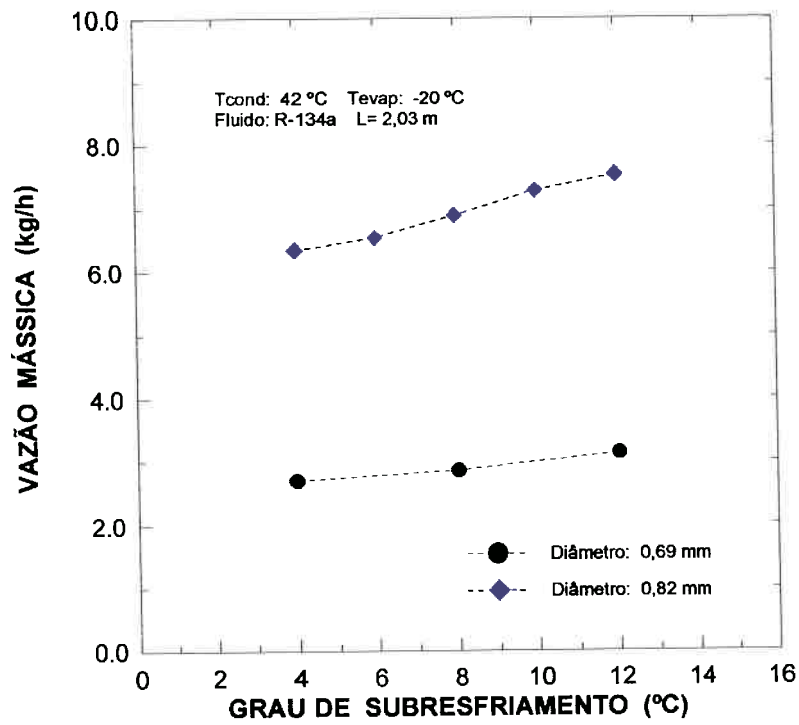


Figura 7.19 Variação da vazão mássica com o grau de subresfriamento para D= 0,69 mm e D=0,82 mm.

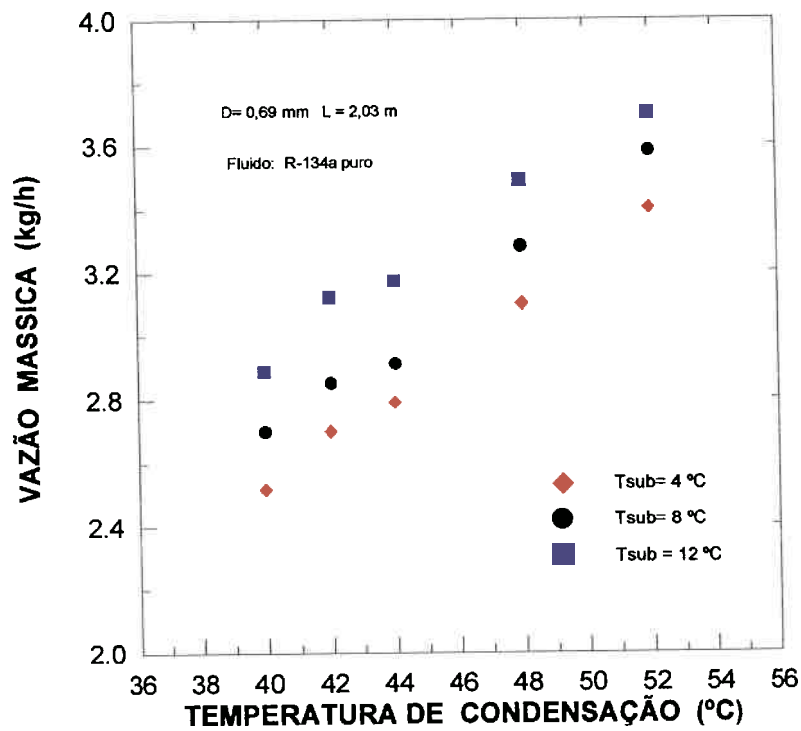


Figura 7.20 Influência do grau de subresfriamento na vazão mássica para diferentes temperaturas de condensação.

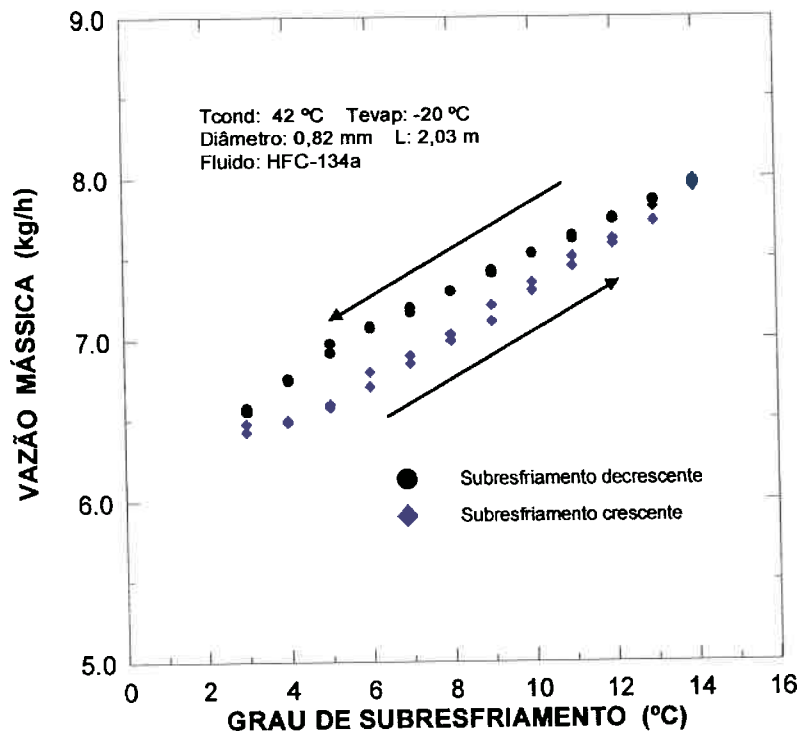


Figura 7.21 Efeito de "histerese" da vazão mássica obtido para subresfriamentos crescentes e decrescentes.

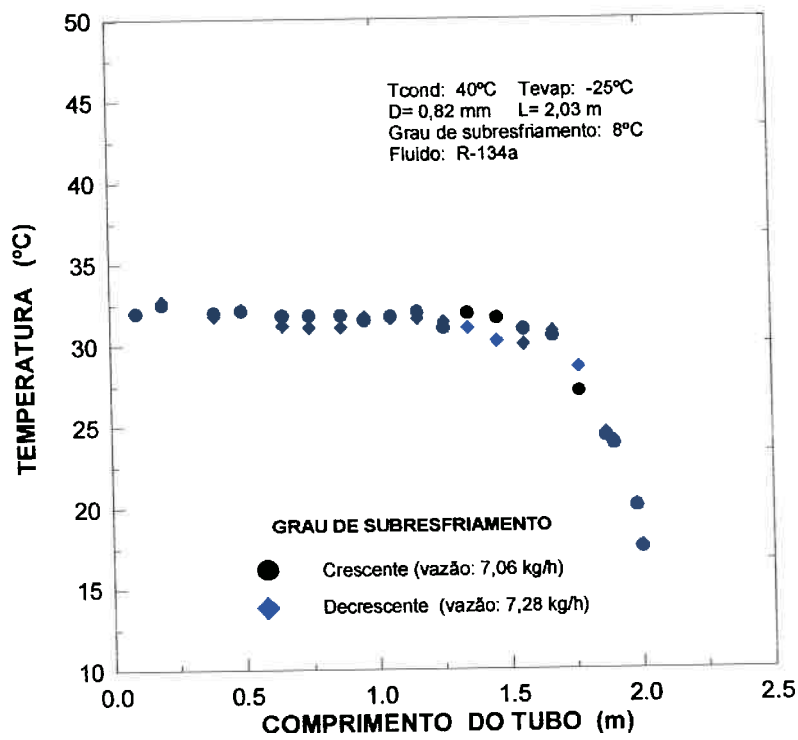


Figura 7.22 Perfil de temperaturas para grau de subresfriamento de 8°C realizados de forma crescente e decrescente na temperatura de condensação de 40°C.

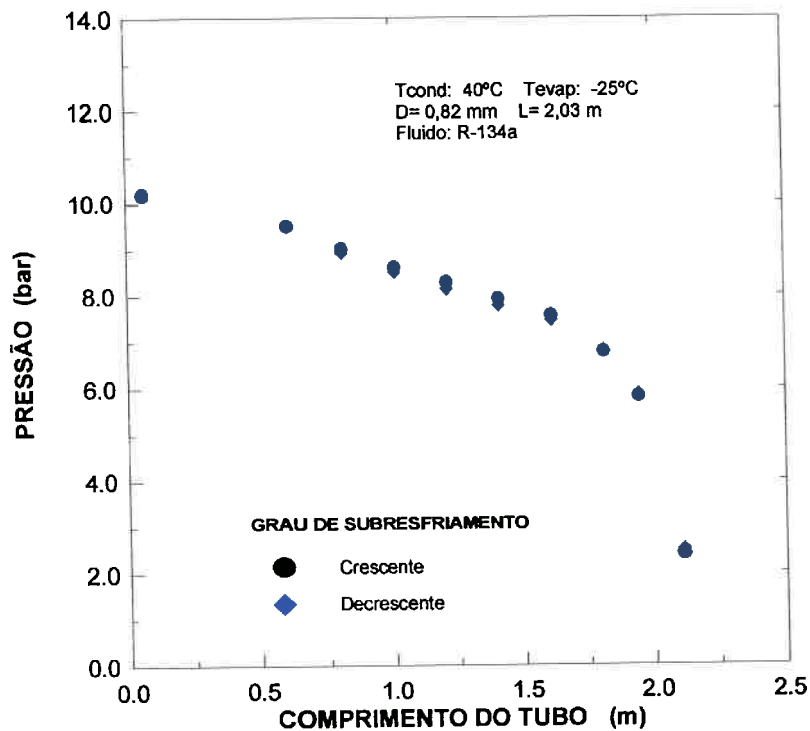


Figura 7.23 Perfil de pressões para grau de subresfriamento de 8°C realizados de forma crescente e decrescente na temperatura de condensação de 40°C.

A Tab. (7.1) mostra os diferentes valores medidos da vazão mássica para os graus de subresfriamento de 4°C, 6°C, 8°C, 10°C e 12°C respectivamente, e temperaturas de condensação de 40°C até 50°C. Nesta tabela são mostrados os três ensaios realizados para a mesma condição de operação. Dos valores encontrados para a vazão mássica, em cada um dos ensaios, pode-se perceber que os valores oscilam entre 1% e 2% para cada ensaio.



Tabela 7.1 Valores encontrados para a vazão mássica com refrigerante R-134a puro para diferentes temperaturas de condensação e graus de subresfriamentos, para três ensaios realizados nas mesmas condições de operação.

ENSAIOS PARA REFRIGERANTE R-134a PURO				
Comprimento do tubo capilar: 2,03 m		Diâmetro do tubo capilar : 0,82 mm		Temperatura de Evaporação: -25°C
Temperatura de Condensação (°C)	Grau de subresfriamento (°C)	Ensaio 1 Vazão mássica (kg/h)	Ensaio 2 Vazão mássica (kg/h)	Ensaio 3 Vazão mássica (kg/h)
40	4	6,00	6,08	6,05
	6	6,26	6,23	6,20
	8	6,49	6,47	6,45
	10	6,90	6,76	6,87
	12	7,20	7,18	7,15
42	4	6,35	6,30	6,30
	6	6,76	6,75	6,58
	8	6,90	6,98	6,85
	10	7,28	7,30	7,25
	12	7,54	7,55	7,50
44	4	6,53	6,57	6,56
	6	6,81	6,90	6,80
	8	7,20	7,19	7,19
	10	7,52	7,57	7,50
	12	7,79	7,90	8,00
46	4	6,92	7,02	7,00
	6	7,15	7,20	7,20
	8	7,46	7,50	7,50
	10	7,84	7,83	7,90
	12	8,15	8,12	8,14
48	4	7,15	7,08	7,12
	6	7,35	7,40	7,42
	8	7,71	7,80	7,71
	10	8,06	8,12	8,07
	12	8,37	8,45	8,35
50	4	7,50	7,36	7,42
	6	7,80	7,75	7,64
	8	8,05	8,08	8,05
	10	8,30	8,35	8,39
	12	8,70	8,69	8,79

### 7.2.4 Condição de Escoamento Blocado

A Fig. (7.24) mostra a variação da vazão mássica para diferentes temperaturas no reservatório de baixa pressão (condensador-acumulador). Pode ser observado que a vazão de refrigerante aumenta à medida que a temperatura no reservatório de baixa pressão diminui até a temperatura de 7°C, para o escoamento de R-134a puro na pressão de condensação de 11,68 bar e grau de subresfriamento de 8°C. A vazão mássica se estabiliza para temperaturas de evaporação menores, indicando a condição de blocagem do escoamento. Esta condição determina a máxima vazão de refrigerante que pode escoar pelo tubo capilar. A partir deste ponto, temperaturas inferiores a 7°C ou pressões menores que a pressão crítica, a vazão mássica permanece constante igual ao valor máximo, em torno de 7,58 kg/h.

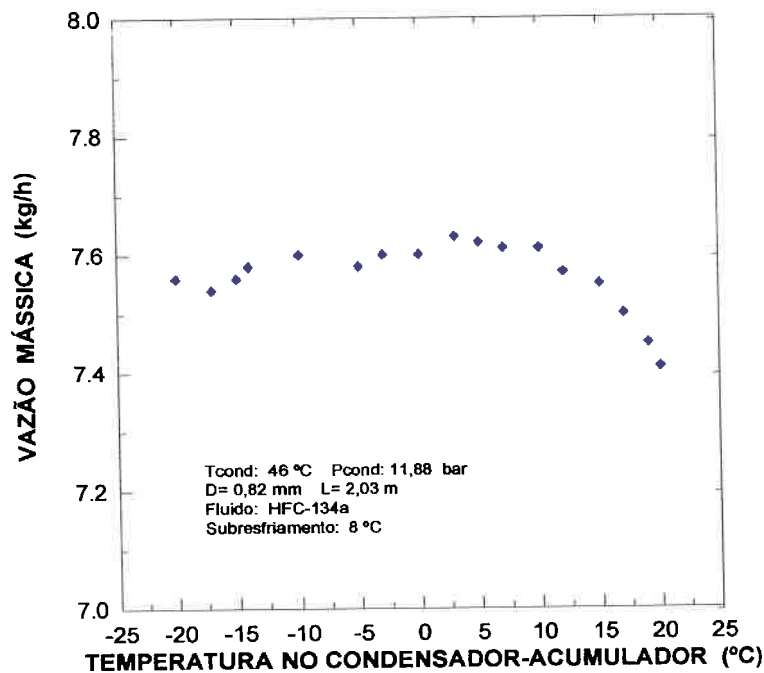


Figura 7.24 Variação da vazão mássica com a temperatura no condensador-acumulador

---

### 7.3 O EFEITO DO ÓLEO LUBRIFICANTE NO DESEMPENHO DO TUBO CAPILAR

A mistura de refrigerante com óleo de lubrificação do compressor de instalações de refrigeração apresenta uma pressão de saturação inferior a do refrigerante puro, o que implica em mudanças no cálculo da temperatura de saturação para ensaios realizados à mesma pressão de condensação. Assim, o aumento da temperatura de saturação local com o aumento da concentração de óleo foi considerado na análise dos resultados experimentais aqui apresentados. *Thome (1990)* sugere uma regra prática para este aumento da temperatura de saturação. Segundo o autor, a presença de óleo lubrificante aumenta a temperatura de saturação do refrigerante R-134a de 0,2 K para cada aumento de 1% na concentração de óleo.

Para verificar o efeito do óleo lubrificante no desempenho do tubo capilar foram utilizados dados experimentais medidos para refrigerante R-134a puro, que serviram como base de comparação. Ao todo foram realizados 4 ensaios com mistura refrigerante R-134a-óleo poliéster para cada condição de operação totalizando mais de 200 pontos. As condições de teste foram: temperaturas de condensação variando de 40°C até 50°C com incremento de 2°C e concentrações de óleo de 1% e 3% e graus de subresfriamento de 4°C, 6°C, 8°C, 10°C e 12°C.

### **7.3.1 Variação da vazão mássica com o grau de subresfriamento para a mistura refrigerante-óleo**

As Fig. (7.25), (7.26), (7.27) e (7.28) mostram a influência do óleo lubrificante sobre a vazão mássica, quando comparado com refrigerante R-134a puro. Na Fig. (7.25) é mostrada a influência do óleo lubrificante com concentração de 1% sobre a vazão mássica para pressões de condensação de 13,18 bar e 12,53 bar, em função do grau de subresfriamento. A Fig. (7.26) mostra a influência do óleo lubrificante com concentração de 3% para as pressões de condensação de 10,16 bar e 11,88 bar.

As Fig. (7.27) e (7.28) mostram a variação da vazão mássica medida para diferentes graus de subresfriamento para temperaturas de condensação de 44°C e 48°C. São representados os dados medidos para refrigerante puro e para a mistura de refrigerante R-134a com concentração de 3% de óleo poliéster.

Nas Tab. (7.2) e (7.3) são mostrados os valores médios da vazão mássica medidos nos ensaios com refrigerante R-134a puro e mistura refrigerante-óleo para os graus de subresfriamento de 4 °C, 6 °C, 8 °C, 10 °C e 12 °C. Esta tabela mostra que a vazão mássica da mistura refrigerante-óleo apresenta valores aproximadamente 3% menores quando comparado com a vazão mássica de refrigerante R-134a puro. Comparando as diferenças obtidas nas Tab. (7.2) e (7.3) pode ser visto uma variação menor na vazão mássica nos ensaios realizados para a temperatura de condensação de 44°C do que aqueles realizados para a temperatura de condensação de 48°C.

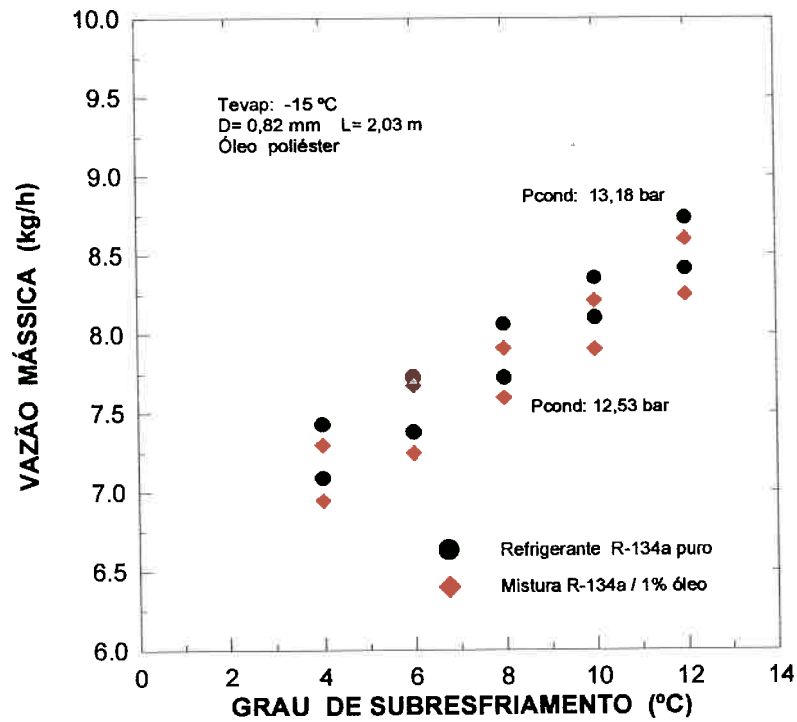


Figura 7.25 Influência do óleo lubrificante com concentração de 1% sobre a vazão mássica para pressões de condensação de 12,53 bar e 13,18 bar em função do subresfriamento.

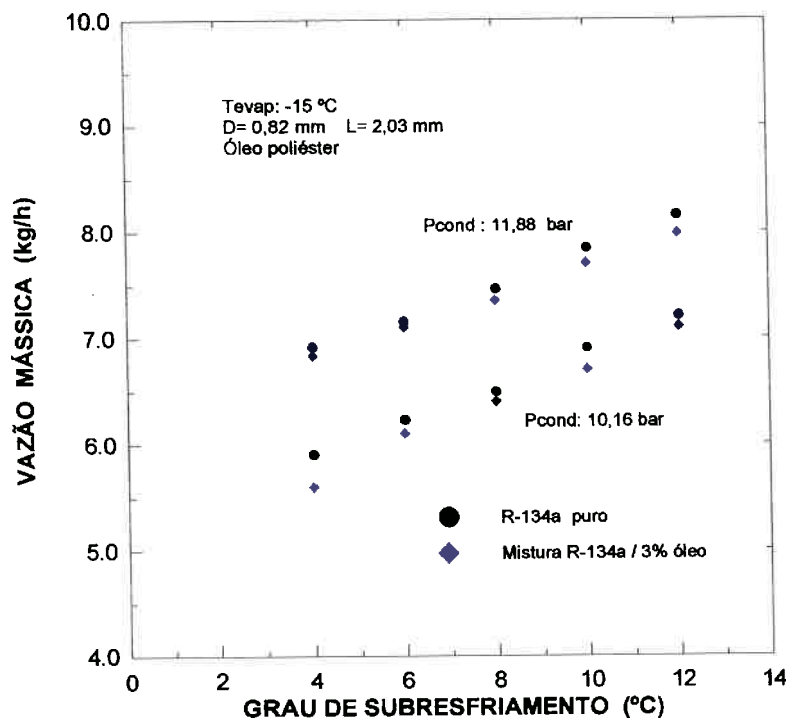


Figura 7.26 Influência do óleo lubrificante com concentração de 3% sobre a vazão mássica para pressões de condensação de 11,88 bar e 10,16 bar em função do subresfriamento.

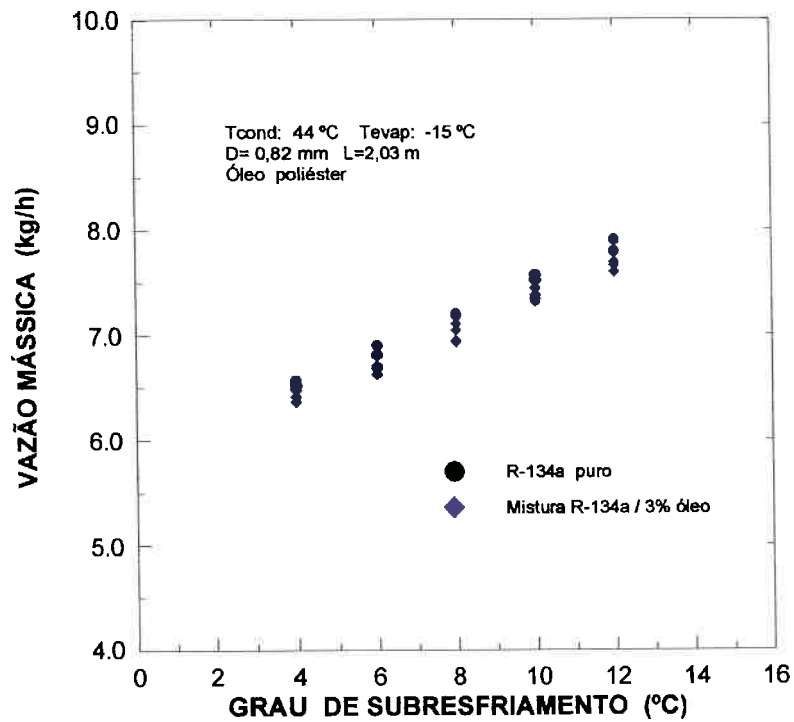


Figura 7.27 Variação da vazão mássica medida para diferentes graus de subresfriamento para a temperatura de condensação de 44°C.

Tabela 7.2 Valores médios da vazão mássica obtidos para refrigerante R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo. Temperatura de condensação de 44°C, Temperatura de evaporação de -15°C, L= 2,03 m e D=0,82mm.

Grau de subresfriamento (°C)	Vazão mássica R-134a puro (kg/h)	Vazão mássica R-134a / 3% óleo (kg/h)	Diferença (%)
4	6,57	6,45	1,82
6	6,85	6,68	2,48
8	7,20	7,01	2,63
10	7,55	7,38	2,25
12	7,85	7,68	2,16

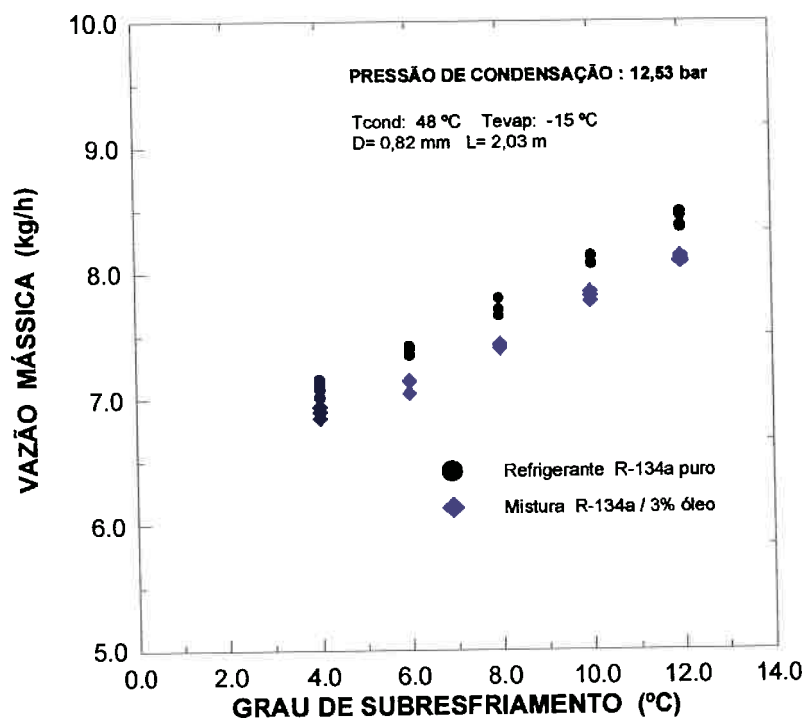


Figura 7.28 Variação da vazão mássica medida para diferentes graus de subresfriamento para a temperatura de condensação de 48°C..

Tabela (7.3) Valores médios da vazão mássica obtidos para refrigerante R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo. Temperatura de condensação de 48°C, temperatura de evaporação de -15°C, L= 2,03 m e D=0,82mm.

Grau de subresfriamento (°C)	Vazão mássica R-134a puro (kg/h)	Vazão mássica R-134a / 3% óleo (kg/h)	Diferença (%)
4	7,10	6,89	2,96
6	7,38	7,11	3,66
8	7,73	7,42	4,01
10	8,10	7,82	3,46
12	8,41	8,11	3,57

### 7.3.2 Pressão ao longo do tubo capilar para escoamento de mistura refrigerante-óleo

Nas Fig. (7.29), (7.30) e (7.31) são mostradas os perfis de pressão obtidos experimentalmente para refrigerante R-134a e para a mistura de refrigerante com concentração de 3% de óleo poliéster. Os ensaios foram realizados para a pressão de condensação de 11,89 bar e graus de subresfriamento de 4°C, 8°C, e 12°C. Observa-se diferenças, em torno de 10 kPa, para os valores medidos da pressão, após a saída de refrigerante do tubo capilar. Esta diferença aparece de forma mais clara na Fig. (7.32). As diferenças nas medidas de pressão seguramente se devem à brusca mudança de área que ocorre após a saída de refrigerante do tubo capilar, já que este se encontra conectado a linha por um tubo de diâmetro de 9,8 mm que liga o capilar ao reservatório de baixa pressão.

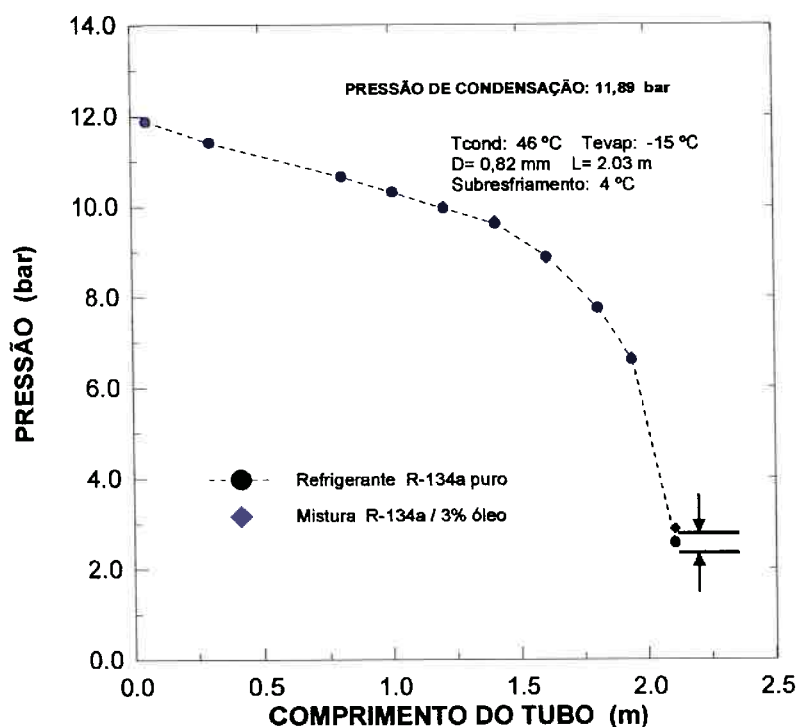


Figura 7.29 Perfil de pressão medido para R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo com concentração de 3% de óleo para um grau de subresfriamento de 4°C.



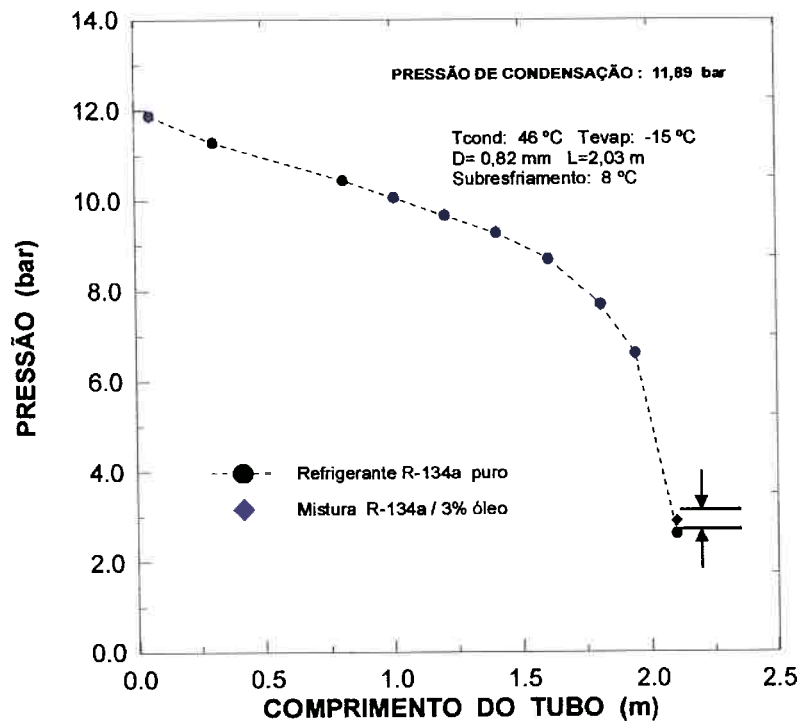


Figura 7.30 Perfil de pressão medido para R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo com concentração de 3% de óleo para um grau de subresfriamento de 8 °C.

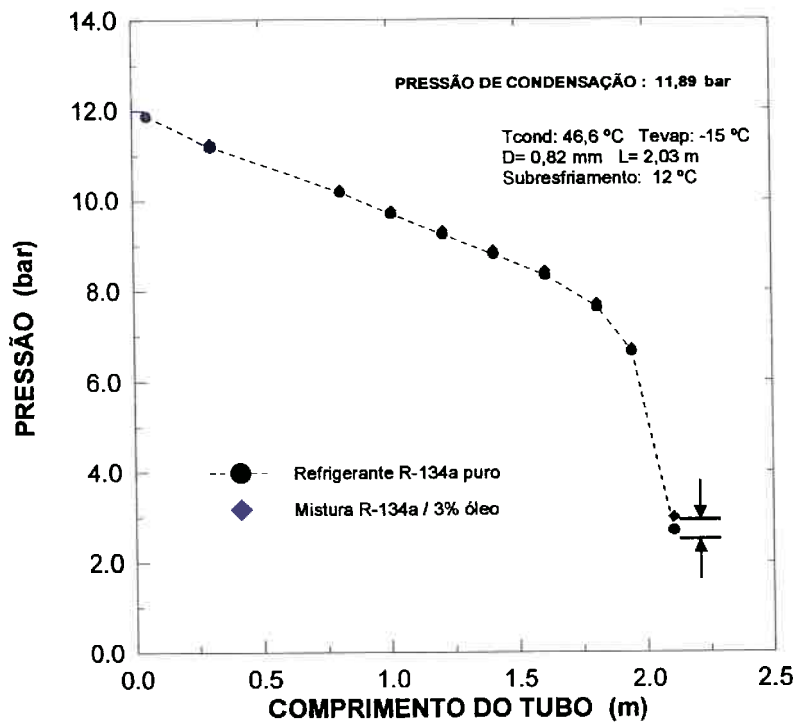


Figura 7.31 Perfil de pressão medido para R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo com concentração de 3% de óleo para um grau de subresfriamento de 12 °C.

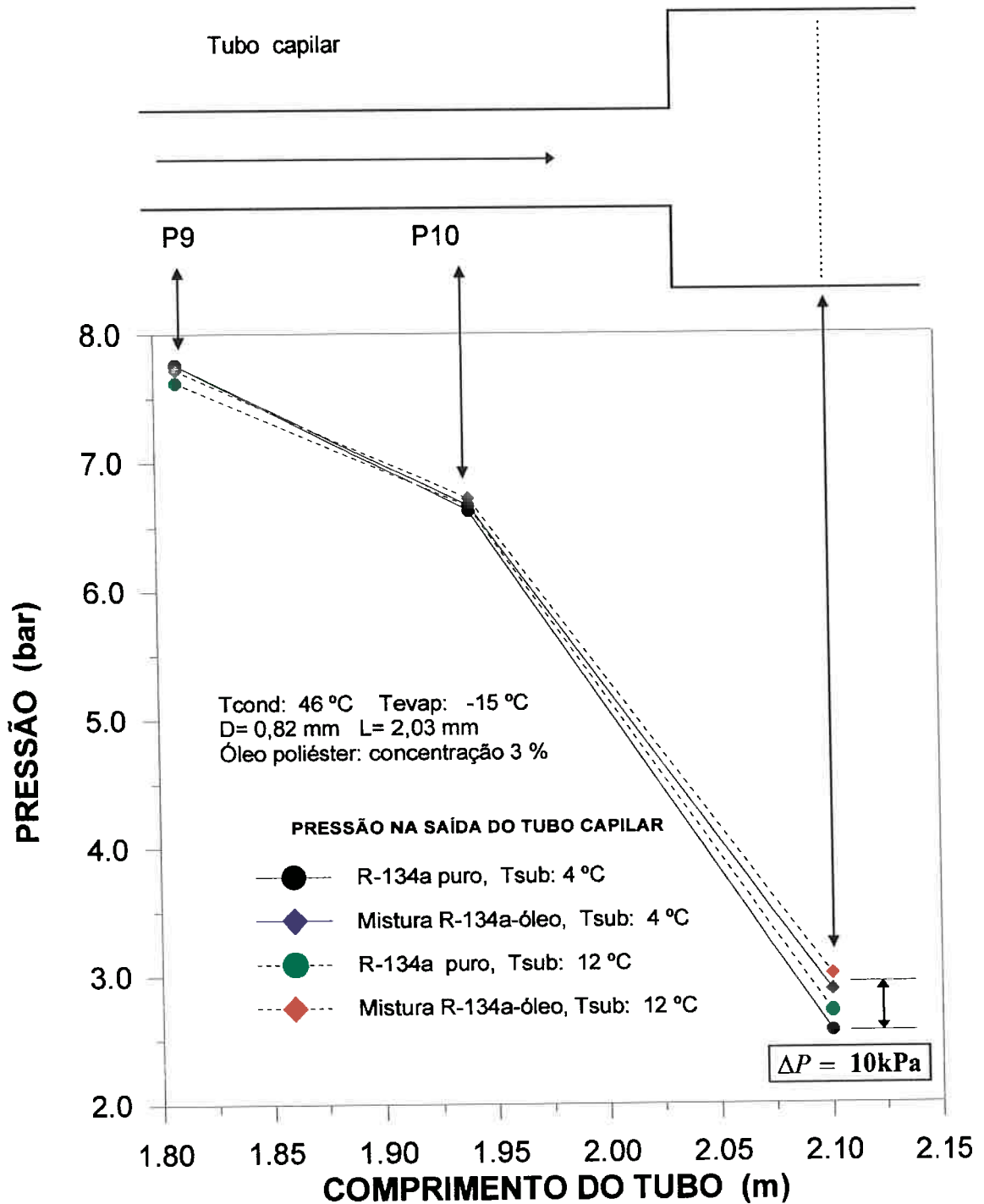


Figura 7.32 Perfil de pressão medido na região de saída do tubo capilar.

### 7.3.3 Perfil de temperatura medido para R-134a puro e mistura refrigerante-óleo no tubo capilar

As Fig. (7.33) e (7.34) mostram os perfis de temperatura para as pressões de condensação de 12,53 bar e 11,88 bar. Os resultados mostrados são para refrigerante R-134a puro e para a mistura R-134a-óleo poliéster com concentração de 3%, e grau de subresfriamento de 4 °C. As diferenças encontradas nos perfis de temperatura se devem à influência do óleo diluído no refrigerante, já que, para a mesma pressão de condensação, a temperatura de saturação da mistura refrigerante-óleo é superior à temperatura de saturação do refrigerante puro. A Fig. (7.35) mostra também o perfil de temperatura para a pressão de condensação de 11,88 bar e subresfriamento de 12°C.

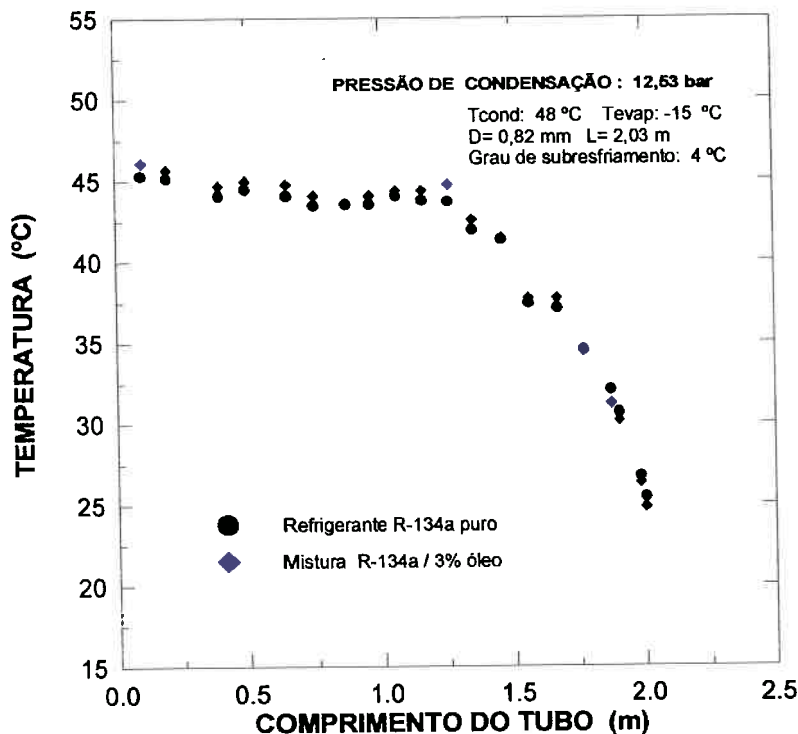


Figura 7.33 Perfil de temperatura para R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo com concentração de 3%, para um grau de subresfriamento de 4 °C e pressão de condensação de 12,63 bar.

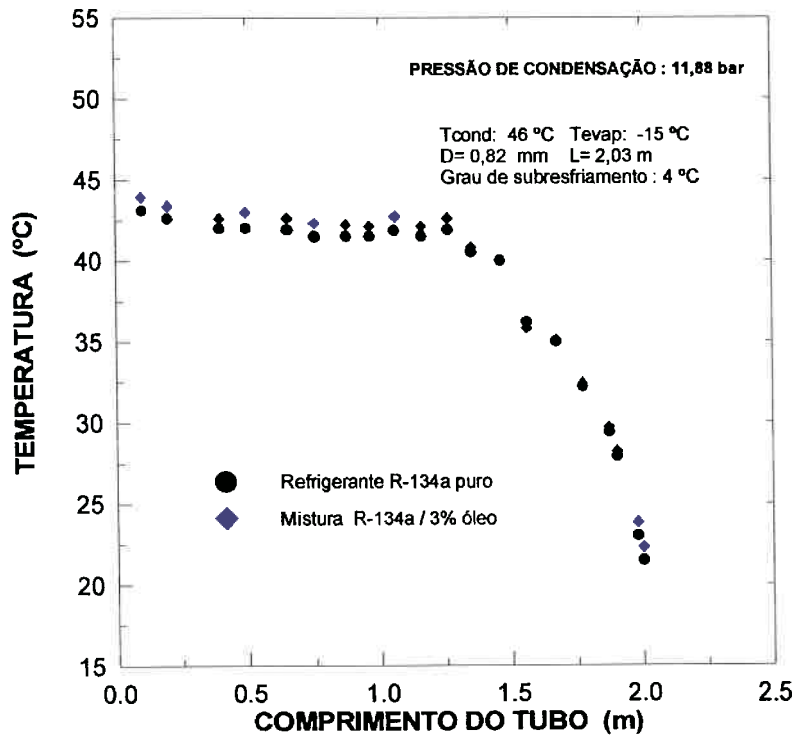


Figura 7.34 Perfil de temperatura para R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo com concentração de 3%, para um grau de subresfriamento de 4°C e pressão de condensação de 11,88 bar.

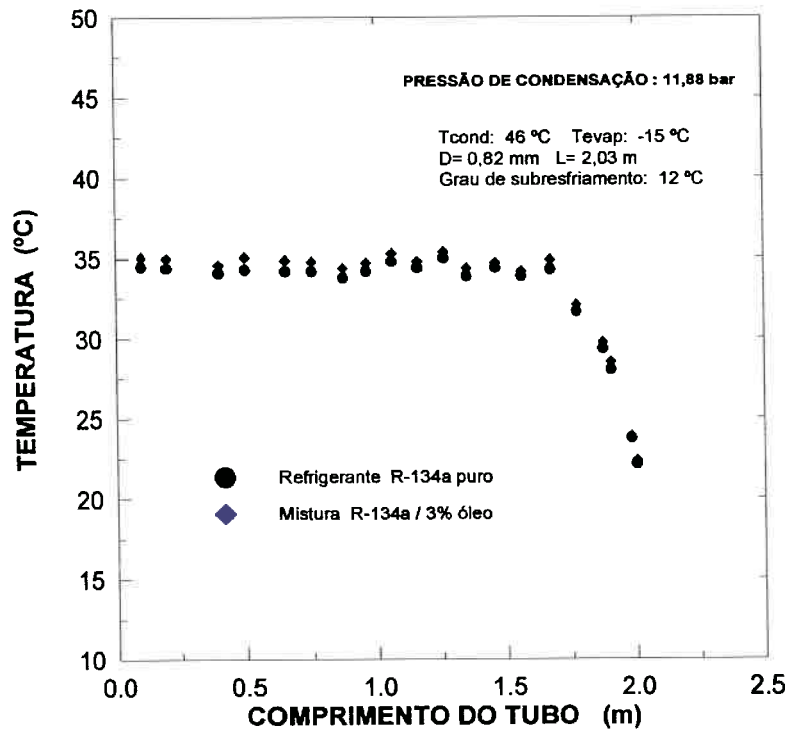


Figura 7.35 Perfil de temperatura para R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo poliéster com concentração de 3%, para um grau de subresfriamento de 12 °C.

### 7.3.4 Efeito do óleo sobre a vazão mássica para diferentes pressões e temperaturas de condensação

A influência do óleo de lubrificação sobre a vazão mássica pode ser observada na Fig. (7.36). Os dados experimentais apresentados são para graus de subresfriamento de 4°C e 12°C e diferentes pressões de condensação. São encontradas diferenças de aproximadamente 3% para as vazões mássicas contaminadas com óleo de lubrificação se comparadas com refrigerante R-134a puro. De acordo com os dados experimentais obtidos e mostrados na Fig. (7.36) a variação do grau de subresfriamento não parece alterar esta diferença de aproximadamente 3% na vazão mássica.

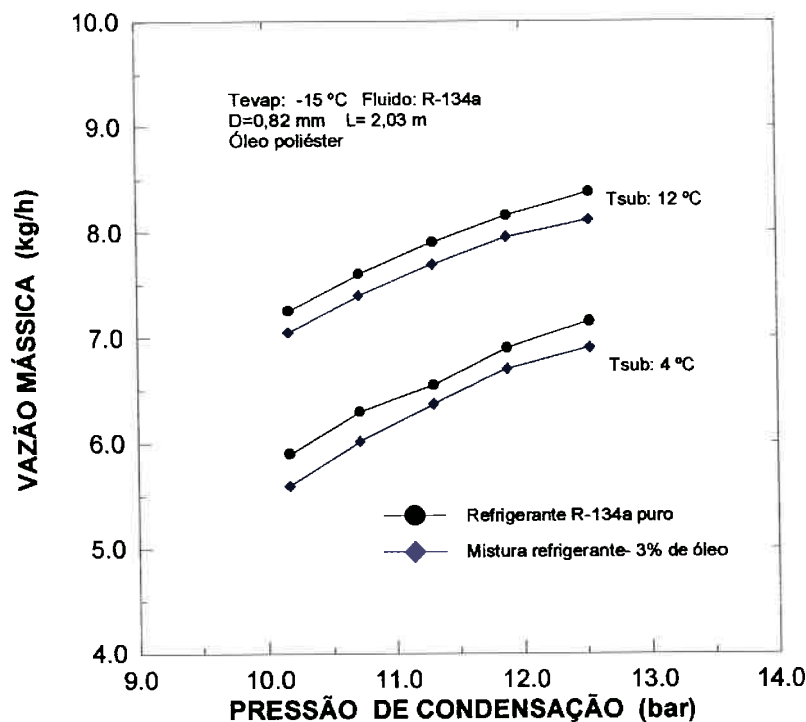


Figura 7.36 Variação da vazão mássica para diferentes pressões de condensação considerando refrigerante R-134a puro e a mistura refrigerante R-134a com 3% de óleo.

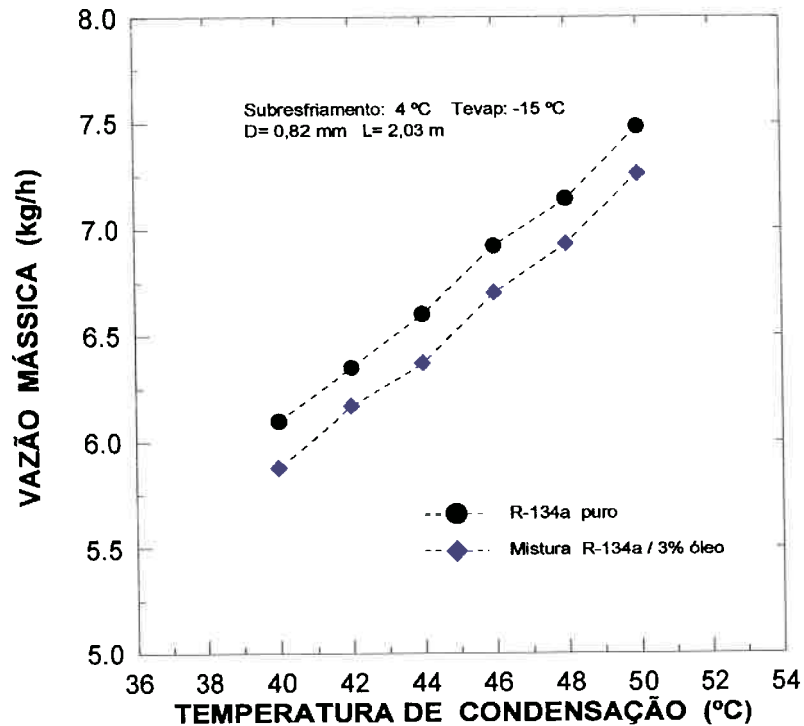


Figura 7.37 Influência do óleo na vazão mássica para diferentes temperaturas de condensação e grau de subresfriamento de 4°C.

Tabela 7.4 Valores médios obtidos para a vazão mássica para refrigerante R-134a puro e para a mistura refrigerante-óleo poliéster nas seguintes condições de operação: temperatura de evaporação: -15°C ; grau de subresfriamento: 4°C; L= 2,03 m e D= 0,82 mm.

Temperatura de condensação (°C)	Vazão mássica R-134a puro (kg/h)	Vazão mássica R-134a / 3% óleo (kg/h)	Diferença (%)
40	6,1	5,88	3,6
42	6,35	6,17	2,83
44	6,60	6,37	3,48
46	6,92	6,70	3,12
48	7,14	6,93	2,94
50	7,48	7,26	2,94

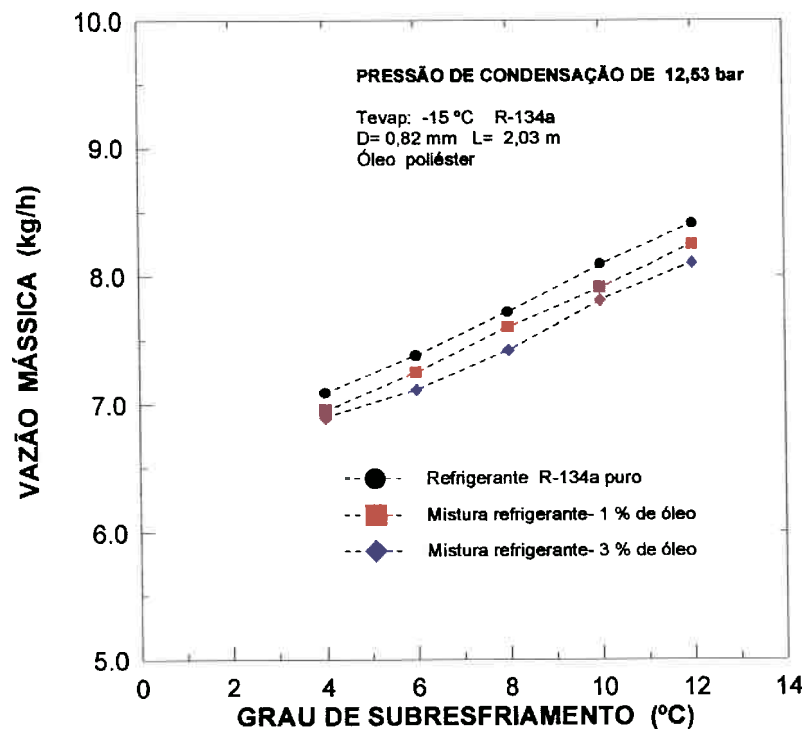


Figura 7.38 Influência do óleo na vazão mássica para a pressão de condensação de 12,53 bar e concentrações de 1% e 3%.

A Fig. (7.37) mostra a variação da vazão mássica com a temperatura de condensação para refrigerante R-134 a puro e mistura refrigerante-óleo poliéster com 3% de concentração. A Tab. (7.4) mostra as diferenças encontradas na vazão mássica para temperaturas de condensação de 40°C até 50°C. A Tab. (7.5) mostra as vazões medidas para concentrações de 1% e 3% de óleo lubrificante, para diferentes graus de subresfriamentos e temperaturas de condensação.

A Fig. (7.38) mostra a influência do óleo poliéster na vazão mássica para a pressão de condensação de 12.53 bar. Pode ser visto uma diminuição da vazão à medida que aumenta a concentração de óleo de 1% para 3%.

Tabela 7.5 Resumo dos resultados medidos da vazão mássica para mistura de refrigerante com óleo de lubrificação para concentrações de 1% e 3%.

ENSAIOS PARA MISTURA DE REFRIGERANTE R-134a COM ÓLEO (POE)					
L <sub>cap</sub> : 2,03 m D <sub>cap</sub> : 0,82 mm		Temperatura de Evaporação: -25°C	Refrigerante R-134a puro	Mistura R-134a com 1% de óleo	Mistura de R-134a com 3% de óleo
Temperatura de Condensação (°C)	Grau de Subresfriamento (°C)	Vazão Mássica (kg/h)	Vazão Mássica (kg/h)	Vazão Mássica (kg/h)	
40	4	6,04	6,00	5,85	
	6	6,23	6,15	6,10	
	8	6,47	6,45	6,40	
	10	6,84	6,80	6,70	
	12	7,18	7,11	6,95	
42	4	6,32	6,27	6,20	
	6	6,70	6,70	6,54	
	8	6,91	6,86	6,79	
	10	7,28	7,15	7,01	
	12	7,53	7,50	7,40	
44	4	6,55	6,55	6,45	
	6	6,84	6,80	6,69	
	8	7,19	7,20	7,04	
	10	7,53	7,46	7,38	
	12	7,90	7,85	7,69	
46	4	6,98	6,90	6,84	
	6	7,18	7,12	7,07	
	8	7,49	7,38	7,35	
	10	7,86	7,80	7,70	
	12	8,14	8,10	7,95	
48	4	7,09	6,95	6,90	
	6	7,38	7,25	7,11	
	8	7,72	7,60	7,42	
	10	8,10	7,91	7,82	
	12	8,41	8,25	8,11	
50	4	7,43	7,30	7,25	
	6	7,73	7,70	7,45	
	8	8,06	7,91	7,80	
	10	8,35	8,21	8,14	
	12	8,73	8,60	8,53	



---

## 7.4 ANÁLISE DO ESCOAMENTO METAESTÁVEL

Estados metaestáveis ocorrem durante a transição de uma fase para outra de uma substância pura ou misturas de substâncias. Quando há equilíbrio termodinâmico estável, a mudança de fase do refrigerante inicia-se no ponto onde a pressão é igual à pressão de saturação para uma dada temperatura do refrigerante. No entanto, foi constatado experimentalmente, para o escoamento em tubos capilares, que a vaporização não ocorre com equilíbrio termodinâmico, existindo um atraso no início da vaporização, desta forma o fluido refrigerante na fase líquida, se encontra em estado metaestável, quando a sua temperatura é superior à temperatura de saturação correspondente à sua pressão. Nas próximas seções são mostrados os resultados experimentais obtidos neste trabalho. Foram analisadas as seguintes variáveis: diâmetro interno do tubo capilar, grau de subresfriamento, pressão de condensação e influência do óleo no escoamento metaestável.

### 7.4.1 Influência do diâmetro interno do tubo capilar

Como verificado nos ensaios realizados neste trabalho e os resultados encontrados na literatura o diâmetro interno do tubo capilar representa a variável mais importante a ser avaliada. Para análise do escoamento metaestável, foi verificado que à medida que o diâmetro do tubo aumenta os efeitos metaestáveis tornam-se menores, isto é, o comprimento de líquido superaquecido e o atraso de vaporização aumentam com a diminuição do diâmetro interno do tubo capilar de  $D=0,82$  mm para  $D=0,69$  mm. As Fig. (7.39) e (7.40) mostram valores ligeiramente diferentes para os perfis de pressões medidos e calculados.

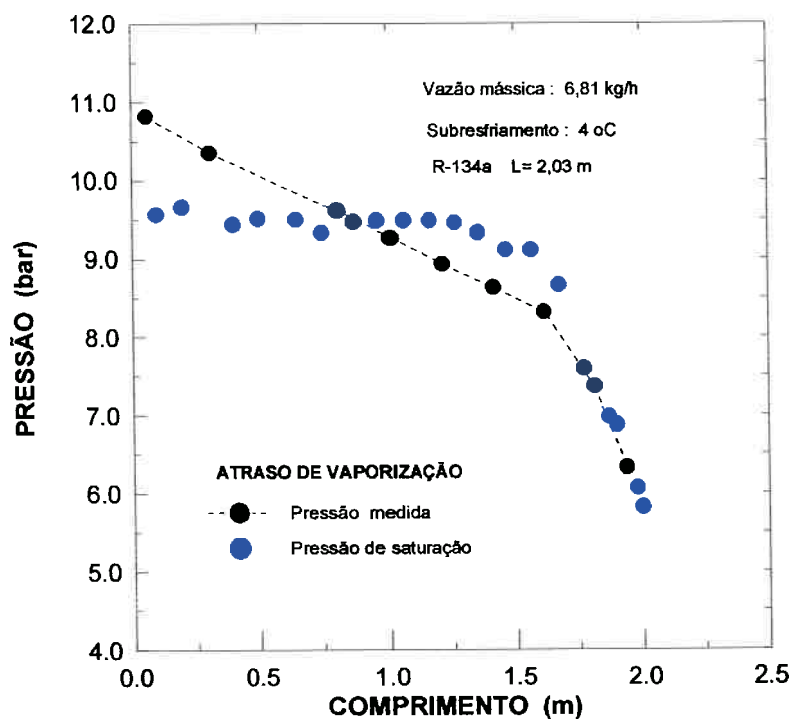


Figura 7.39 Perfil de pressão medido e calculado para  $D=0,82\text{mm}$  para temperatura de condensação de  $42^\circ\text{C}$  e grau de subresfriamento de  $4^\circ\text{C}$ .

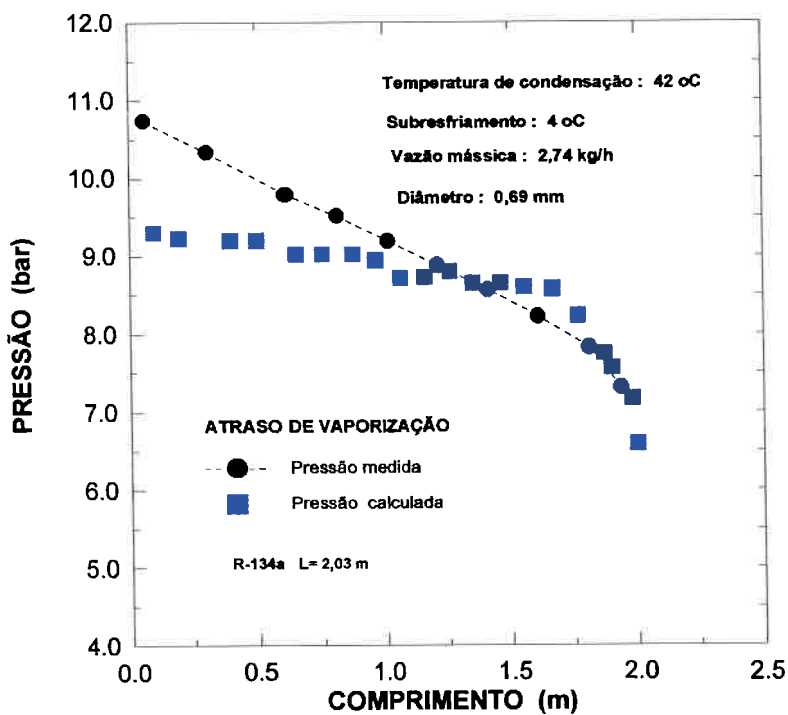


Figura 7.40 Perfil de pressão medido e calculado para  $D=0,69\text{mm}$  para temperatura de condensação de  $42^\circ\text{C}$  e grau de subresfriamento de  $4^\circ\text{C}$ .

### 7.4.2 Influência do grau de subresfriamento

O efeito do grau de subresfriamento no atraso de vaporização, para diâmetro do tubo capilar  $D=0,82$  mm e pressão de condensação de 11,88 bar pode ser visto nas Fig. (7.41) (7.42) e (7.43). Observa-se na Fig. (7.41) que à medida que se aumenta o grau de subresfriamento diminui o atraso de vaporização ( $P_s-P_v$ ), isto é, a diferença entre a pressão de saturação do refrigerante em equilíbrio termodinâmico ( $P_s$ ) e a pressão real de vaporização do refrigerante ( $P_v$ ).

Nas Fig. (7.42) e (7.43) observa-se o aumento do trecho de líquido metaestável e do atraso de vaporização quando o grau de subresfriamento diminui de  $8^\circ\text{C}$  para  $4^\circ\text{C}$ . para refrigerante R-134a puro. Esta tendência dos resultados se repete para todos os ensaios realizados.

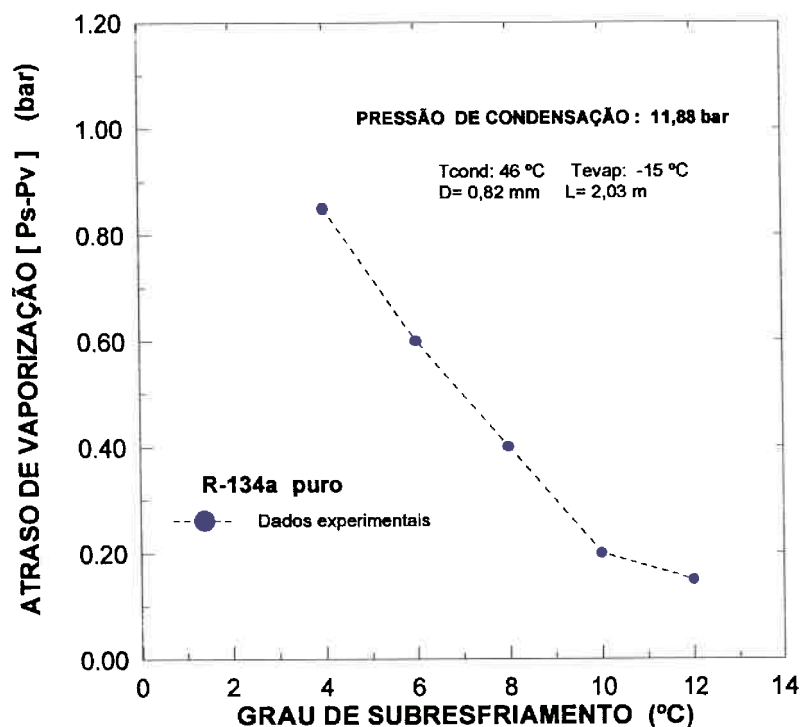


Figura 7.41 Variação do atraso de vaporização com o grau de subresfriamento

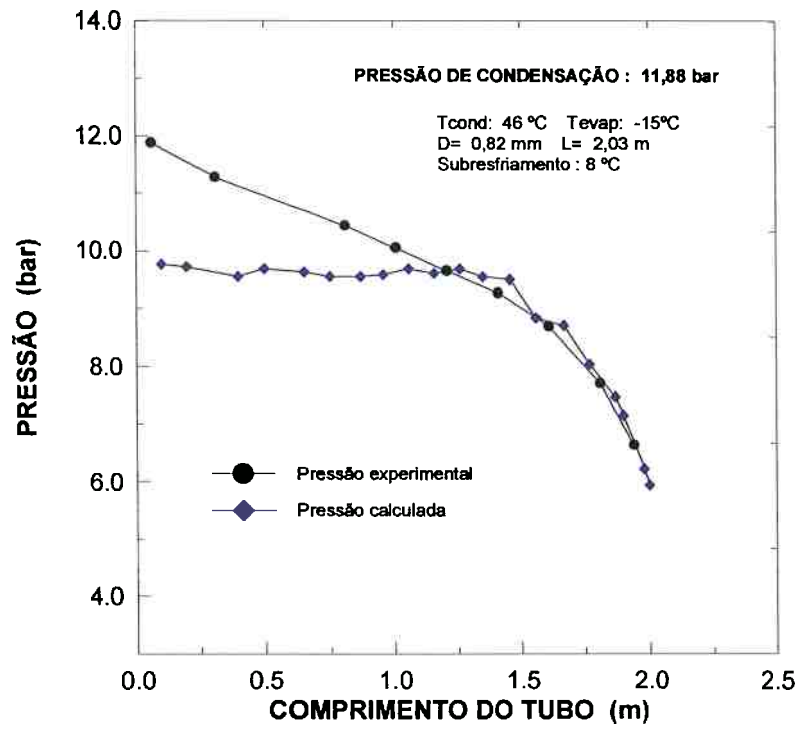


Figura 7.42 Perfil de pressão medido e calculado para refrigerante puro para um grau de subresfriamento de 8°C.

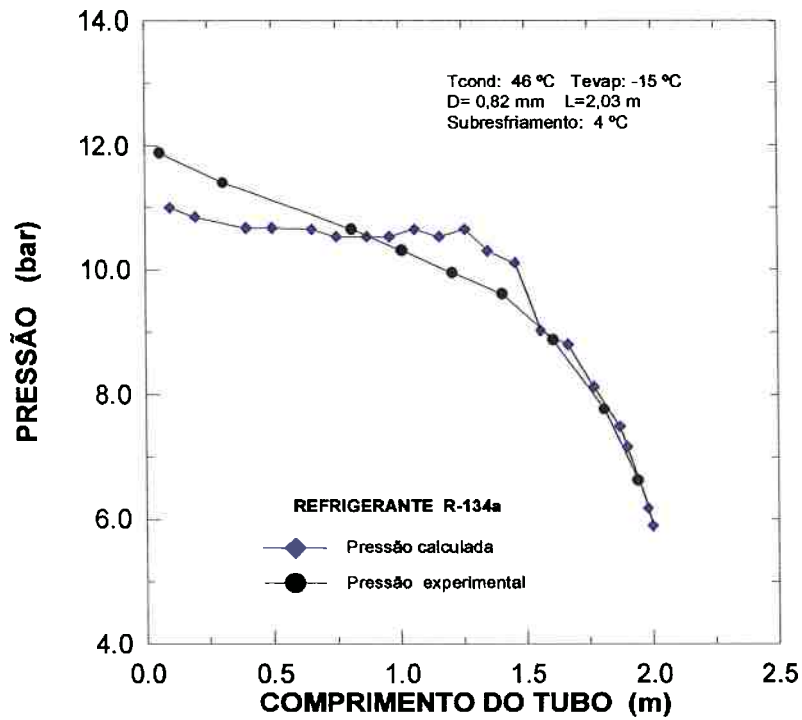


Figura 7.43 Perfil de pressão medido e calculado para refrigerante puro e um grau de subresfriamento de 4°C.

### 7.4.2 Influência da pressão de condensação

Nos ensaios realizados neste trabalho foi observado um aumento da comprimento de líquido superaquecido e do atraso de vaporização quando aumenta a pressão de condensação. Como no ensaios realizados na unidade, a vazão mássica medida está diretamente ligada ao aumento da pressão de entrada, pode-se afirmar que à medida que a vazão aumenta, o trecho de escoamento metaestável observado aumenta.

As Fig. (7.44) e (7.45) mostram os perfis de pressão medidos e calculados para as pressões de condensação de 12,53 bar e 10,16 bar e grau de subresfriamento de 4°C.

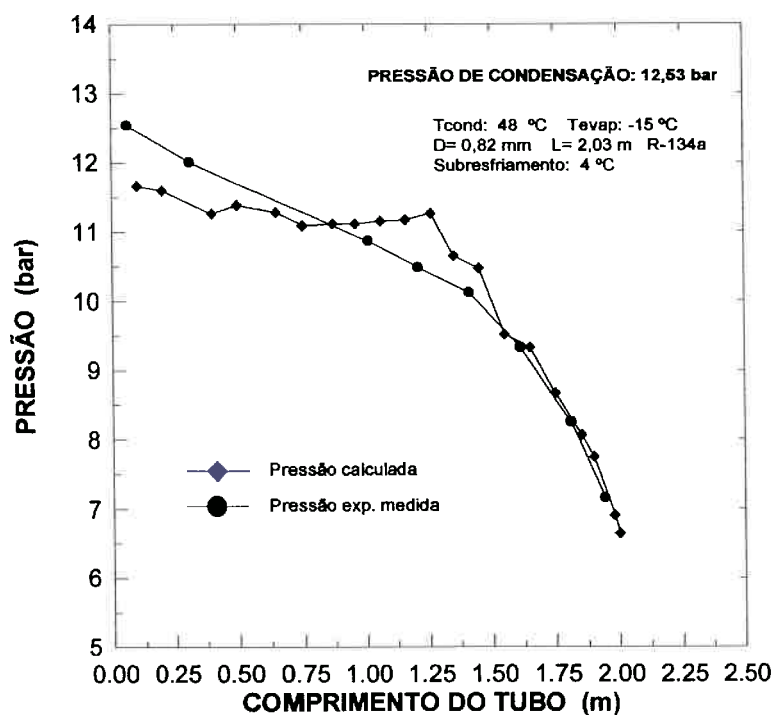


Figura 7.44 Perfil de pressão obtido para a pressão de condensação de 12,53 bar e grau de subresfriamento de 4°C.

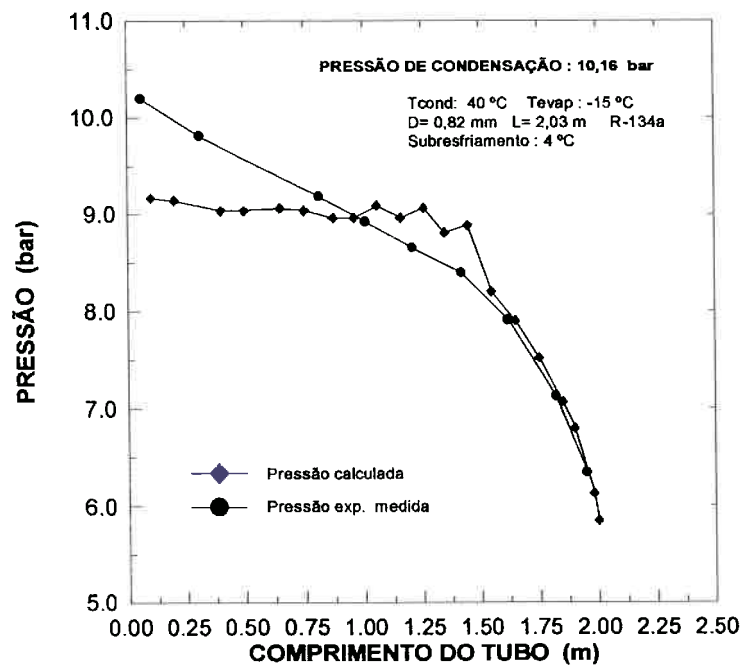


Figura 7.45 Perfil de pressão obtido para a pressão de condensação de 10,18 bar e grau de subresfriamento de 4°C.

### 7.4 3 Influência do óleo no atraso de vaporização

Os resultados experimentais obtidos para escoamento de refrigerante R-134a e de mistura refrigerante/ óleo poliéster mostram que há uma redução da vazão mássica de aproximadamente 3% a 5% para as diferentes concentrações de óleo testadas.

Na Fig. (7.46) pode ser observado um aumento no comprimento do trecho com escoamento de líquido superaquecido da mistura refrigerante-óleo comparado com refrigerante R-134 a como consequência da presença de óleo no escoamento. Este aumento ( $\Delta l$ ) é de aproximadamente 0,12 m para grau de subresfriamento de 4 °C. A presença de óleo lubrificante misturado ao refrigerante deve exigir um superaquecimento maior do líquido para iniciar o processo de nucleação. O aumento da viscosidade da mistura provoca também um aumento na queda de pressão que deve aumentar o trecho de refrigerante líquido escoando no tubo capilar.

De acordo com *Stephan e Mitrovic (1982)* quando a mistura começa a evaporar, a camada líquida em contato com a superfície interna do tubo torna-se rica em óleo. O fluido mais volátil, neste caso o refrigerante, evapora diminuindo sua concentração na fase líquida. Uma concentração maior de óleo na vizinhança da bolha que se formou na superfície interna do tubo, provoca um aumento da tensão superficial aumentando o trabalho requerido para a expansão da bolha até atingir o tamanho necessário para a sua separação da cavidade na superfície.

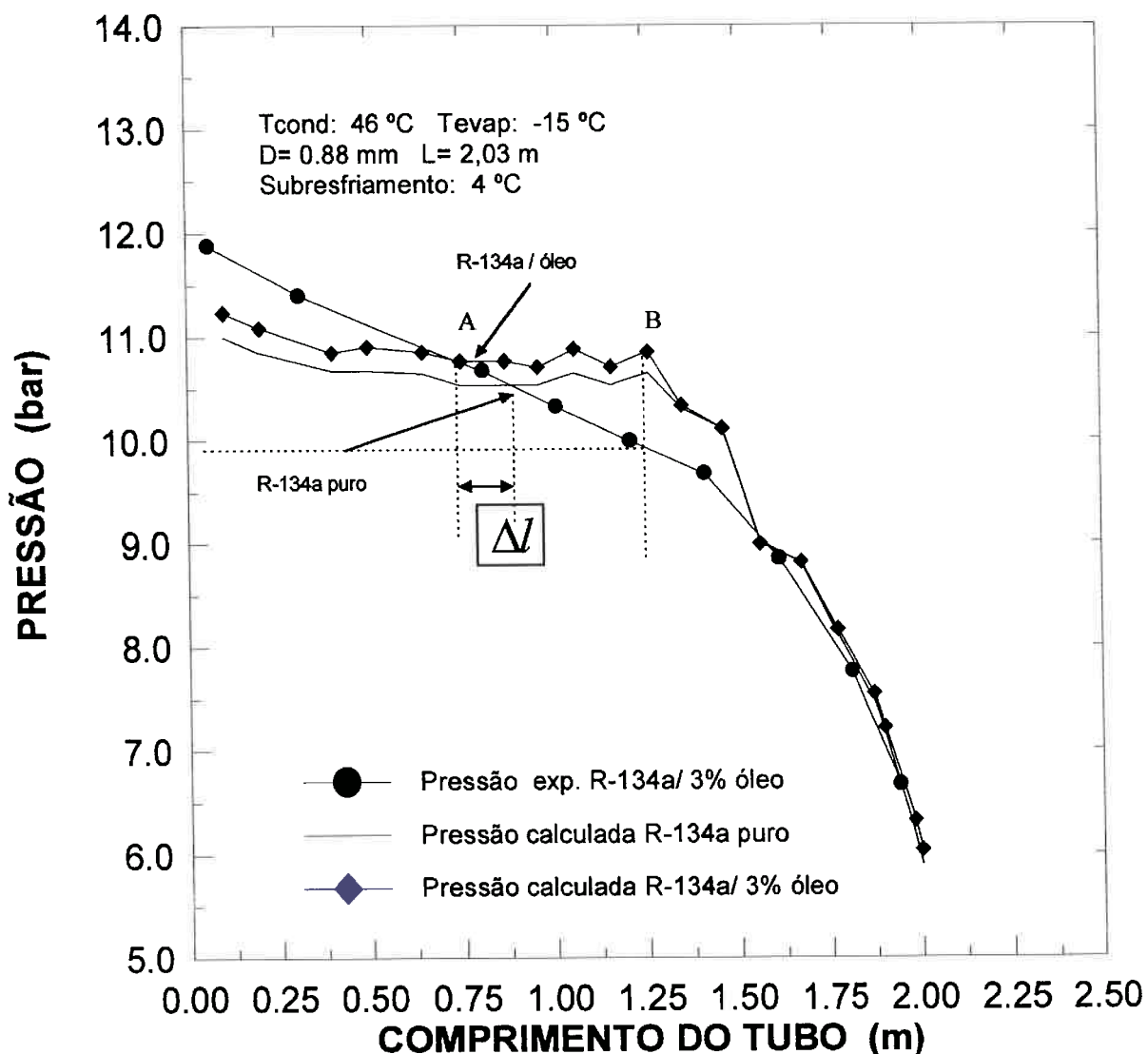


Figura 7.46 Perfil de pressão obtido experimentalmente e calculado através das temperaturas medidas para a pressão de condensação de 11,88 bar e grau de subresfriamento de 4°C.

---

## 7.5 RESULTADOS EXPERIMENTAIS COM O HIDROCARBONETO R-600a

A Fig. (7.47) mostra o aumento da vazão mássica com o grau de subresfriamento para as temperaturas de condensação de 56,8°C e 41,8°C e diâmetro interno do tubo capilar de  $D=0,82$  mm e comprimento do tubo de  $L=2,315$  m.

A Fig. (7.48) mostra a variação da vazão mássica do refrigerante R-600a para graus de subresfriamentos de 4°C até 16°C e para diferentes temperaturas de condensação. A vazão mássica aumenta com o aumento do grau de subresfriamento com o aumento da temperatura de condensação.

A Fig. (7.49) mostra o perfil de temperaturas medido ao longo do tubo capilar. Na figura é apresentados o perfil para graus de subresfriamento de 4°C, 8°C e 12°C. Em todas as curvas pode ser observado o perfil aproximadamente parabólico em um certo trecho do tubo capilar indicando a queda de temperatura devido á mudança de fase.

A Fig. (7.50) mostra a comparação entre as vazões mássicas medidas experimentalmente para os refrigerante R-134a e R-600a para um diâmetro interno do tubo capilar de  $D=0,82$  mm na temperatura de condensação de 40°C. Podem ser observadas diferenças de quase 100% para a vazão mássica para estes dois refrigerantes. As pressões de condensação do teste foram: 5,63 bar para o R-600a e 10,16 bar para o refrigerante R-134a.



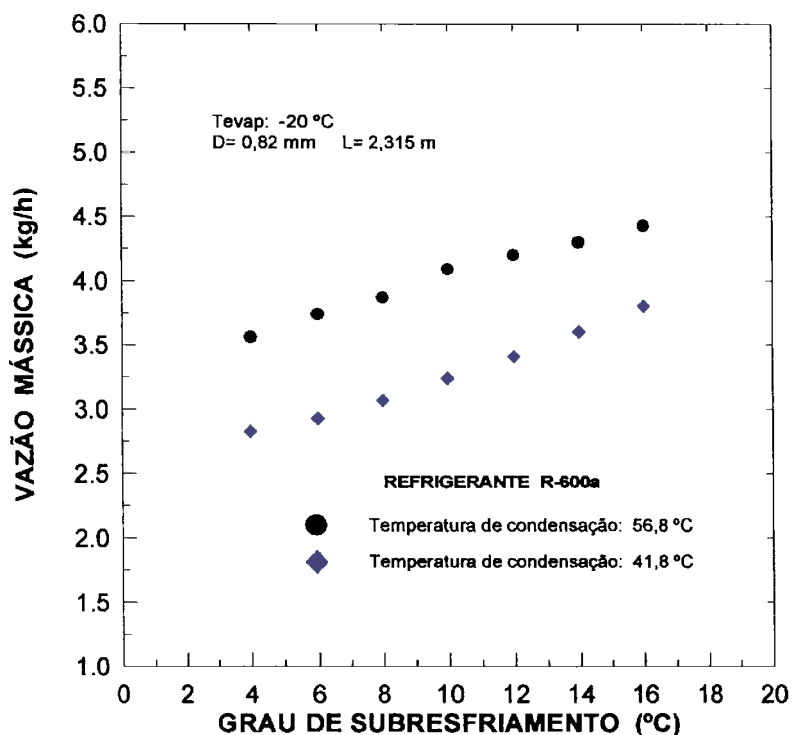


Figura 7.47 Influência do grau de subresfriamento sobre a vazão mássica para diferentes temperaturas de condensação utilizando o refrigerante R-600a (isobutano).

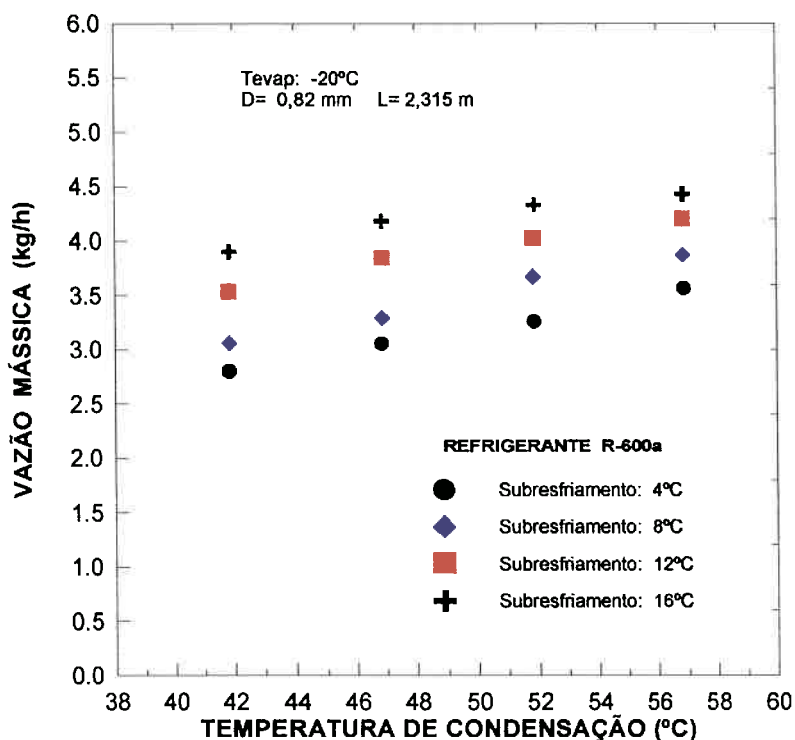


Figura 7.48 Variação da vazão mássica para diferentes graus de subresfriamento em função da temperatura de condensação quando utilizado o hidrocarboneto R-600a (isobutano).

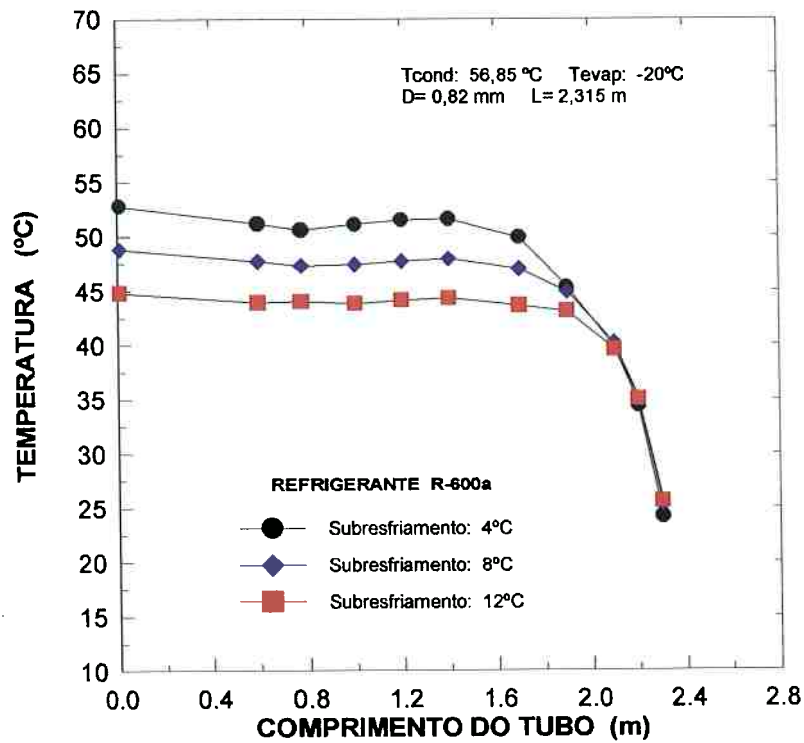


Figura 7.49 Perfil de temperaturas medidos ao longo do tubo capilar para diferentes graus de subresfriamentos, quando utilizado o hidrocarboneto R-600a (isobutano).

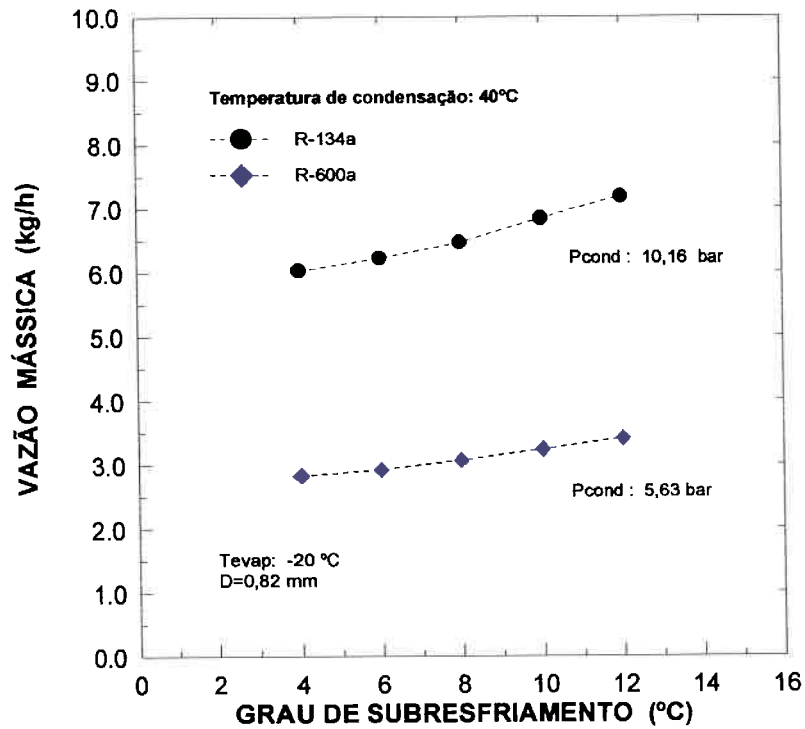


Figura 7.50 Comparação das vazões mássicas medidas para R-134a e R-600a para diâmetro D= 0,82 mm do tubo capilar e temperatura de condensação de 40°C.

Tabela 7.6 Ensaios realizados com hidrocarboneto R-600a (isobutano) para tubo capilar com diâmetro  $D=0,82$  mm e comprimento  $L=2,315$  m.

ENSAIOS PARA REFRIGERANTE R-600a PURO (ISOBUTANO)				
Comprimento do tubo capilar: 2,315 m		Diâmetro do tubo capilar: 0,82 mm		Temperatura de Evaporação: -20°C
Temperatura de Condensação (°C)	Grau de Subresfriamento (°C)	Ensaio 1 Vazão Mássica (kg/h)	Ensaio 2 Vazão Mássica (kg/h)	Ensaio 3 Vazão Mássica (kg/h)
41,85 (315 K)	4	2,77	2,91	2,83
	6	2,95	3,01	2,93
	8	3,06	3,11	3,07
	10	3,29	3,37	3,24
	12	3,45	3,45	3,41
	14	3,56	3,55	3,60
	16	3,73	3,75	3,80
46,85 (320 K)	4	3,10	3,19	3,20
	6	3,29	3,35	3,40
	8	3,54	3,56	3,62
	10	3,78	3,69	3,80
	12	3,97	3,89	4,00
	14	4,05	4,00	4,10
	16	4,13	4,25	4,20
51,85 (325 K)	4	3,26	3,36	3,28
	6	3,44	3,50	3,58
	8	3,55	3,67	3,79
	10	3,71	3,95	3,90
	12	3,90	4,18	4,06
	14	4,10	4,30	4,27
	16	4,37	4,40	4,45
56,85 (330 K)	4	3,56	3,56	3,55
	6	3,74	3,68	3,74
	8	3,87	3,88	3,89
	10	4,09	4,00	4,03
	12	4,20	4,14	4,24
	14	4,30	4,30	4,38
	16	4,43	4,39	4,45

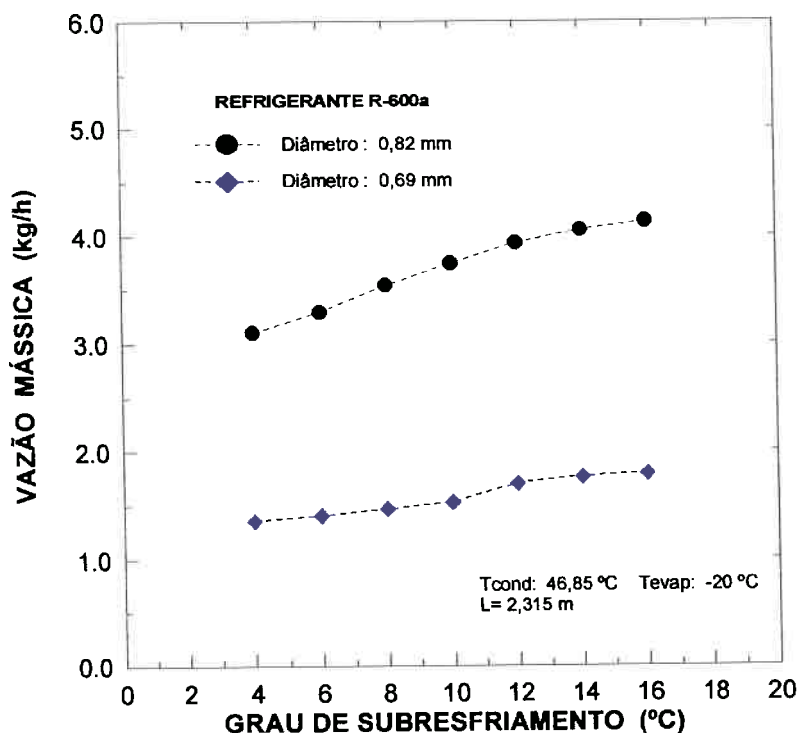


Figura 7.51 Variação da vazão mássica com o aumento do grau de subresfriamento para refrigerante R-600a com diâmetros de  $D=0,82$  mm e  $D=0,69$  mm.

A Tab. (7.6) mostra os valores medidos para a vazão mássica referente a três ensaios realizados nas mesmas condições de operação para o refrigerante R-600a. Os testes foram realizados para as seguintes condições: Temperaturas de condensação de  $41,85^{\circ}\text{C}$  até  $56,85^{\circ}\text{C}$  e graus de subresfriamento de  $4^{\circ}\text{C}$  até  $16^{\circ}\text{C}$ . Pode ser observado que existem variações da vazão mássica, em torno de 3%, em quase todos os ensaios realizados para este refrigerante.

A Fig. (7.51) mostra a comparação entre as vazões mássicas medidas para dois diâmetros diferentes do tubo capilar com escoamento de R-600a. Para os diâmetros de  $D=0,82$  mm e  $D=0,69$  mm são encontradas diferenças na vazão mássica de mais de 100% para uma variação de 15% no diâmetro do tubo capilar. Isto mostra a importância de se medir corretamente o diâmetro interno do tubo capilar.

---

## 7.6 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS COM O MODELO DE SIMULAÇÃO

As Fig. (7.52) (7.53) comparam os resultados experimentais obtidos na bancada de ensaios, com aqueles encontrados pela simulação do modelo. As condições foram as seguintes: temperatura de condensação de 40°C e subresfriamentos de 4°C, 6°C, 8°C, 10°C e 12°C respectivamente, com refrigerante R-134a puro e mistura refrigerante óleo para uma concentração de 3%.

Os dados experimentais apresentam valores superiores aos obtidos utilizando o modelo de simulação. As diferenças oscilam de 3% a 5% quando usado o modelo homogêneo e de 5% a 8% para o modelo de fases separadas. Nas figuras pode ser observado que o modelo de fases separadas apresenta valores inferiores, em torno de 8% para a vazão mássica com subresfriamentos baixos e tende a apresentar resultados próximos do modelo homogêneo à medida que o grau de subresfriamento aumenta.

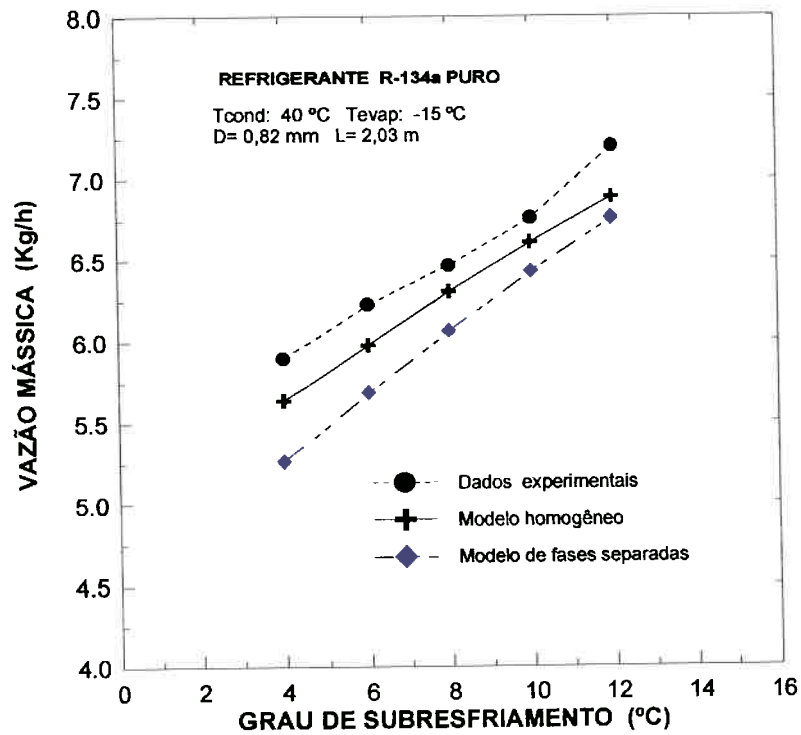


Figura 7.52 Comparação entre os resultados da simulação com dos dados experimentais para refrigerante puro R-134a e temperatura de condensação de  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

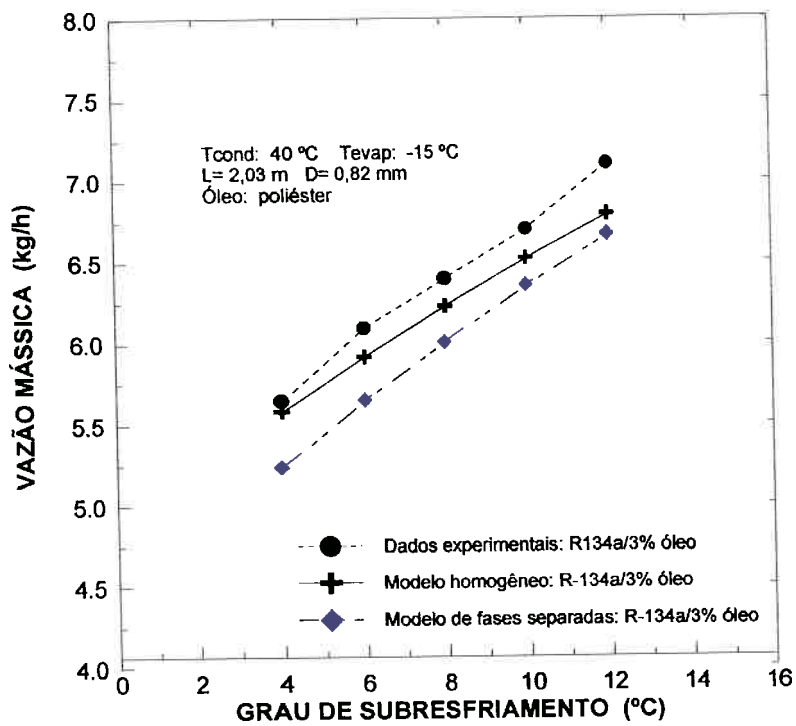


Figura 7.53 Comparação entre os resultados da simulação com os dados experimentais para refrigerante-óleo com 3% de concentração e temperatura de condensação de  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

As Fig. (7.54) e (7.55) mostram os perfis de pressão obtidos experimentalmente e os simulados para a temperatura de condensação de  $46^{\circ}\text{C}$  e grau de subresfriamento de  $8^{\circ}\text{C}$ . Nestas figuras pode ser observada a concordância entre os dados experimentais e os previstos pelos modelos desenvolvidos. A Fig. (7.54) mostra os resultados para a mistura refrigerante-óleo poliéster com uma concentração de 3% e a Fig. (7.55) mostra os resultados para R-134a puro. Em ambas figuras apresenta-se as curvas de simulação utilizando o modelo homogêneo e o modelo de fases separadas.

A Fig. (7.56) mostra a comparação entre os resultados experimentais obtidos e os de simulação para diferentes pressões de condensação e grau de subresfriamento de  $12^{\circ}\text{C}$ . Foi utilizado refrigerante R-134a puro e a mistura refrigerante R-134a-óleo poliéster com concentração de 3%. Pode ser observado na figura que os resultados experimentais apresentam valores superiores entre 5% e 8% para a vazão mássica, se comparado com os da simulação.

A Fig. (7.57) mostra a comparação entre os resultados experimentais obtidos e os de simulação quando considerada a metaestabilidade no escoamento de R-134a puro para um grau de subresfriamento de  $12^{\circ}\text{C}$ . Os valores encontrados para a vazão mássica são mostrados na Tab. (7.7)

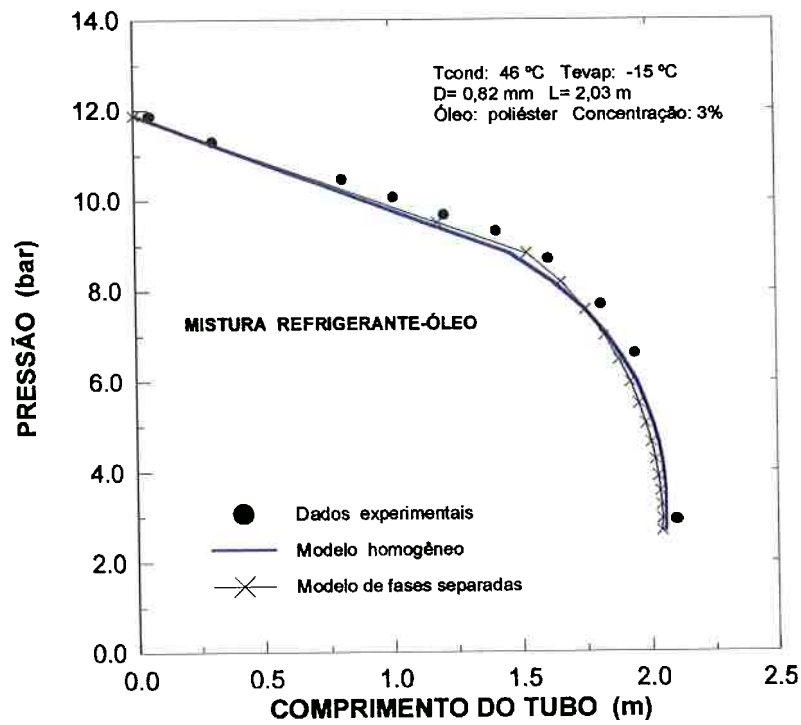


Figura 7.54 Perfil de pressão obtido experimentalmente e simulado para a mistura refrigerante R-134a-óleo com 3% de concentração.

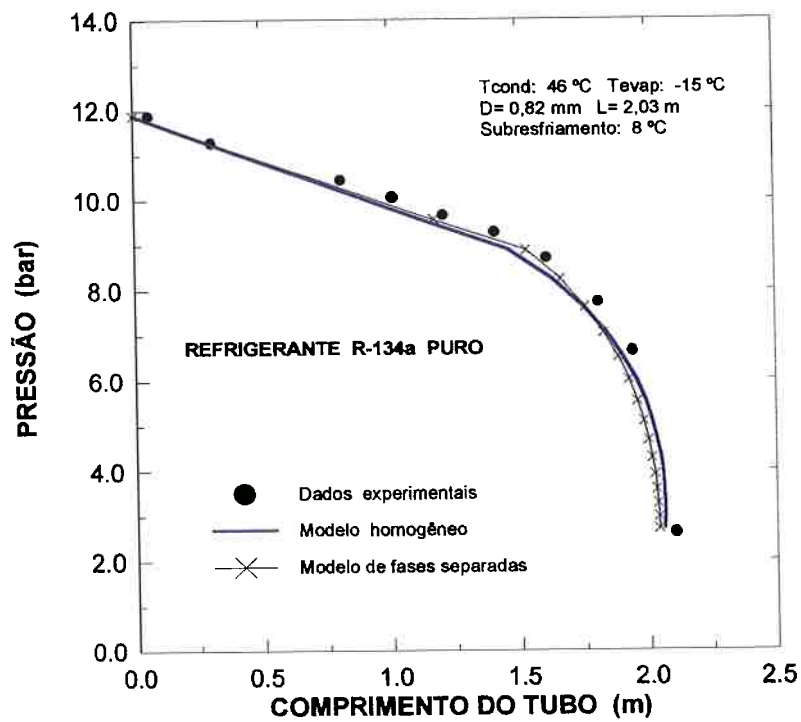


Figura 7.55 Perfil de pressão medido experimentalmente e simulado para refrigerante R-134a puro na temperatura de condensação de 40 °C.



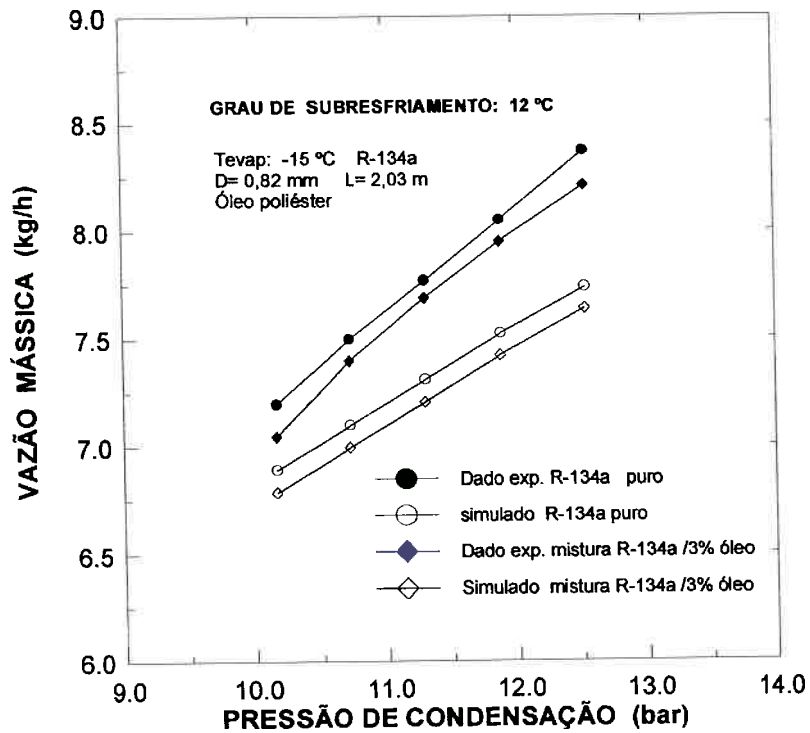


Figura 7.56 Comparação entre resultados experimentais encontrados e os simulados para grau de subresfriamento de 12°C e diferentes pressões de condensação.

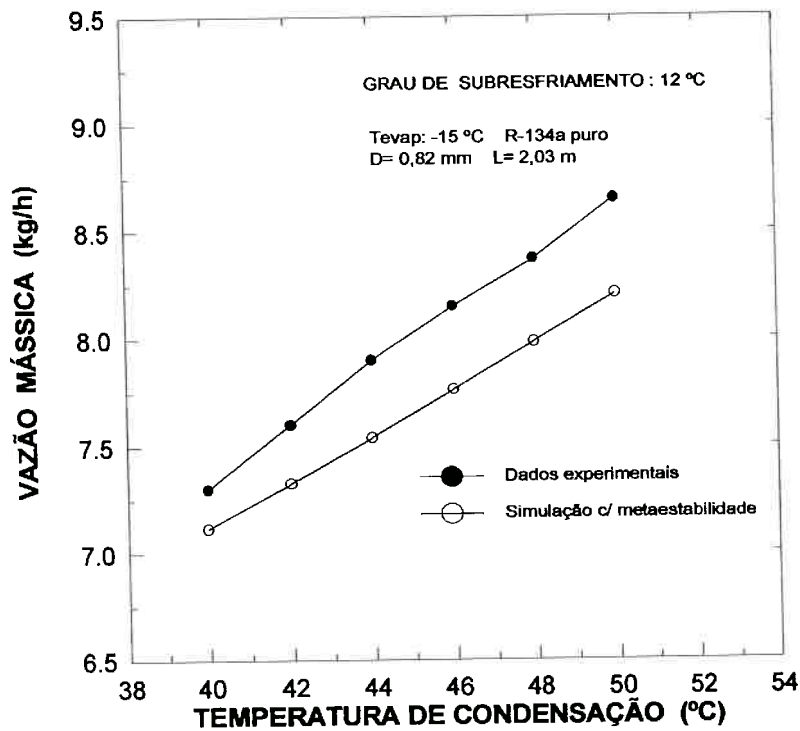


Figura 7.57 Comparação entre os resultados experimentais e os de simulação com o modelo homogêneo para diferentes temperaturas de condensação quando considerado o efeito da metaestabilidade no escoamento.

Tabela 7.7 Resultados encontrados com R-134a puro para subresfriamento de 12°C e diferentes temperaturas de condensação, considerando o efeito do escoamento metaestável.

Temperatura de Condensação (°C)	Vazão mássica simulada (kg/h)	Vazão mássica experimental. (kg/h)	Erro (%)	Vazão simulada considerando a metaestabilidade (kg/h)	Erro (%)
40	6,89	7,3	5,62	7,12	2,51
42	7,10	7,61	6,70	7,33	3,66
44	7,31	7,89	7,35	7,55	4,49
46	7,52	8,15	7,73	7,76	4,75
48	7,73	8,37	7,64	7,98	4,66
50	7,95	8,65	8,09	8,21	5,11

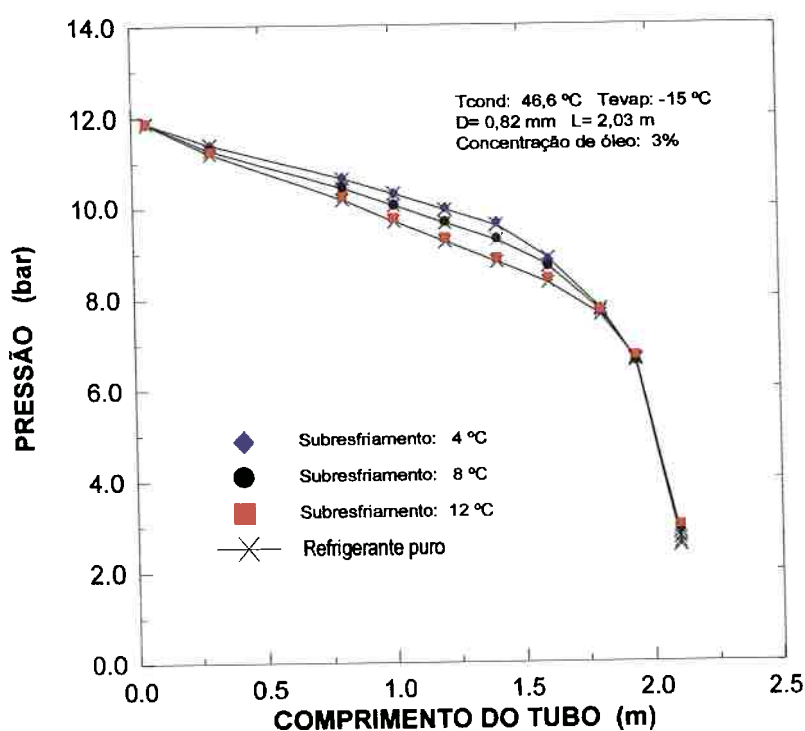


Figura 7.58 Perfis de pressões obtidos experimentalmente para escoamento de R-134a puro e para mistura de refrigerante R-134a com 3% de óleo poliéster para graus de subresfriamento de 4°C, 8°C e 12°C.

A Fig. (7.58) mostra os perfis de pressão medidos com a mistura refrigerante R-134a e óleo poliéster com concentração de 3%. Os ensaios foram realizados para a temperatura de condensação de 46,6°C com grau de subresfriamento de 4°C, 8°C e 12°C respectivamente. Observa-se que não há efeito sobre o perfil de pressão o fato de haver contaminação por óleo.

A Fig. (7.59) mostra a comparação entre os resultados experimentais medidos para a vazão mássica e o modelo de simulação desenvolvido em função da concentração de óleo. Pode ser visto que a influência do óleo medida experimentalmente é maior do que a prevista pelo modelo. Para concentrações de 5% os resultados experimentais apresentam uma diminuição da vazão mássica em torno de 5% em relação ao escoamento de refrigerante puro, já o modelo de simulação apresenta uma redução da vazão mássica em torno de 3% para a mesma concentração de óleo.

A Fig. (7.60) compara as vazões mássicas obtidas da simulação do modelo para escoamento de R-134a contaminado por óleo poliéster (POE) e por óleo polialquile-glicol (PAG). As Fig. (7.61) e (7.62) mostram os resultados experimentais coletados para refrigerante R-134a puro, para graus de subresfriamento de 4°C até 12°C.

As Tab. (7.8) e (7.9) apresentam os valores medidos experimentalmente para a vazão mássica, e os valores da vazão mássica obtidos com o modelo de simulação para R-134a puro e para a mistura R-134a / 3% de óleo poliéster.

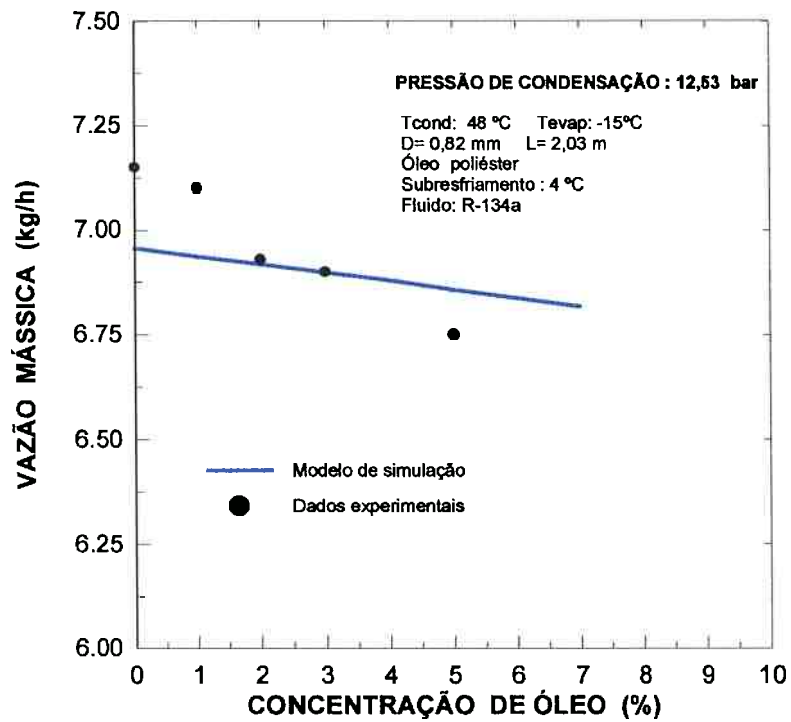


Figura 7.59 Comparação entre os resultados experimentais obtidos para diferentes concentrações de óleo poliéster e o modelo de simulação.

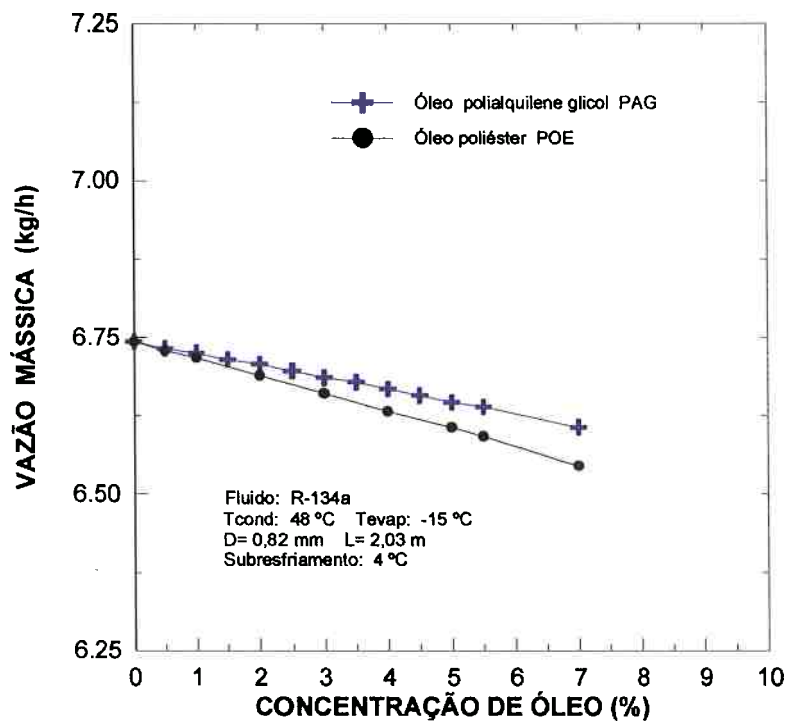


Figura 7.60 Simulação do efeito dos óleos poliéster (POE) e polialquile glicol (PAG), sobre a vazão mássica para escoamento de R-134a com diferentes concentrações.

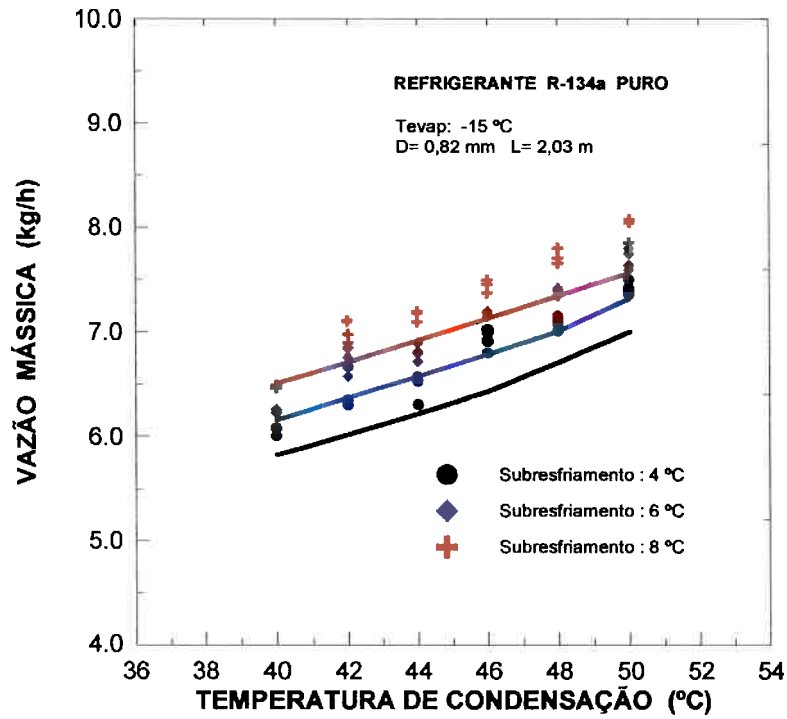


Figura 7.61 Comparação entre os dados experimentais de todos os ensaios realizados com R-134a puro para os subresfriamentos de 4°C, 6°C e 8°C e o modelo homogêneo.

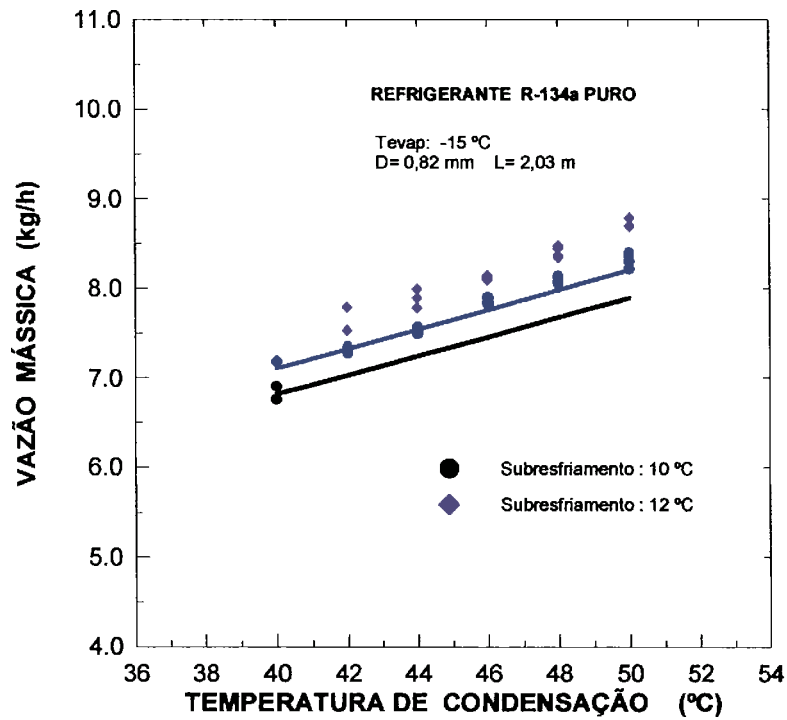


Figura 7.62 Comparação entre os dados experimentais de todos ensaios realizados com R-134a puro para subresfriamentos de 10°C e 12°C com o modelo homogêneo.

A Fig. (7.63) mostra os resultados da simulação da influência do tipo de refrigerante sobre a vazão mássica quando testados na mesma condição de operação. Pode ser visto nesta figura, que a vazão mássica para o refrigerante R-600a (isobutano) é aproximadamente 30% inferior em relação à vazão mássica necessária de refrigerante R-134a para a mesma condição de operação. Já para R-12 a vazão requerida é aproximadamente 5% maior do que para o refrigerante R-134a.

As Fig. (7.64) e (7.65) comparam os resultados experimentais obtidos por *Mello et al. (1999)* para o refrigerante R-600a (isobutano) com o modelo de simulação desenvolvido no presente trabalho. O autor apresenta resultados para diferentes graus de subresfriamento e diferentes pressões de condensação.

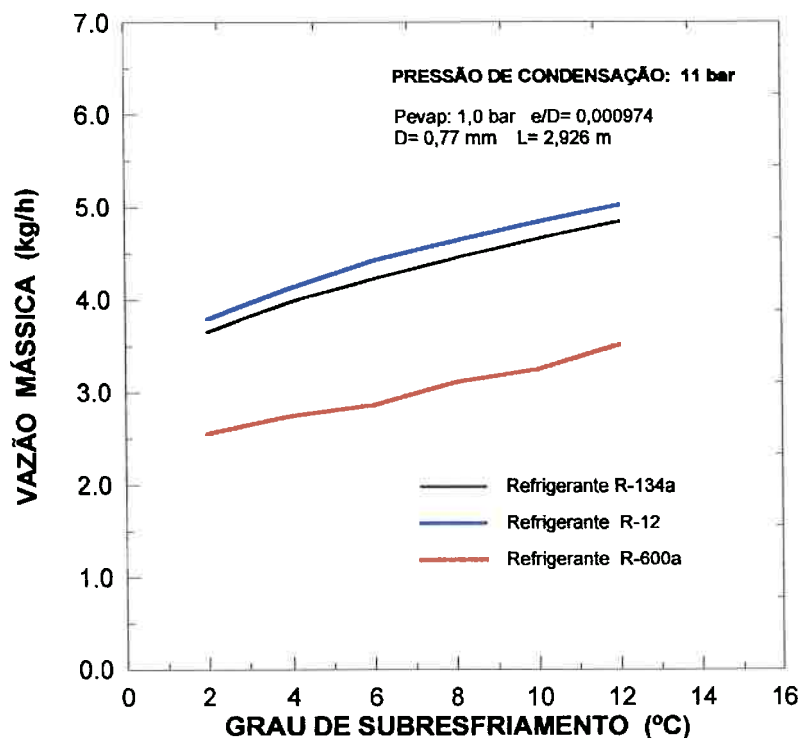


Figura 7.63 Simulação realizada com os refrigerantes R-134a R-12 e R-600a para verificar a influência destes refrigerantes sobre a vazão mássica.

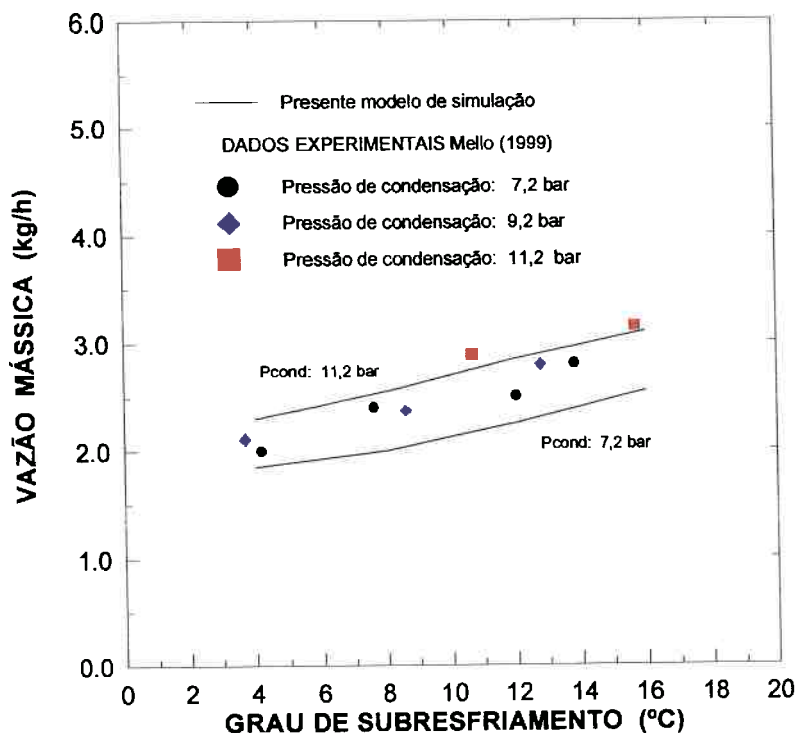


Figura 7.64 Comparação entre os resultados experimentais obtidos por Mello et al. (1999) e os de simulação para o refrigerante R-600a.

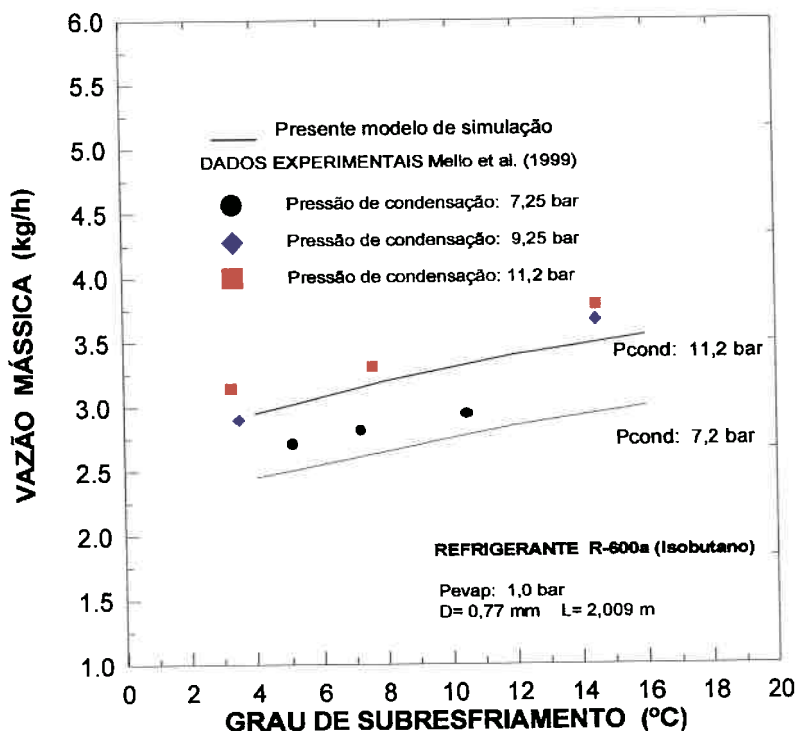


Figura 7.65 Comparação entre os resultados experimentais obtidos por Mello et al. (1999) e os de simulação para a pressão de condensação de 11,2 bar com refrigerante R-600a.

Tabela 7.8 Comparação entre resultados experimentais obtidos com refrigerante R-134a puro e os obtidos utilizando o modelo de simulação.

REFRIGERANTE R-134a PURO				
Lcap: 2,03 m Dcap: 0,82 mm		Temperatura de Evaporação: -25°C		Refrigerante R-134a puro
Temperatura de Condensação (°C)	Grau de Subresfriamento (°C)	Vazão Mássica Experimental (kg/h)	Vazão Mássica Simulada (kg/h)	Erro (%)
40	4	6,04	5,819	-3,66
	6	6,23	6,162	-1,09
	8	6,47	6,512	+0,65
	10	6,84	6,824	-0,23
	12	7,18	7,117	-0,88
42	4	6,32	6,017	-4,79
	6	6,70	6,378	-4,81
	8	6,91	6,716	-2,81
	10	7,28	7,032	-3,41
	12	7,53	7,330	-2,66
44	4	6,55	6,216	-5,00
	6	6,84	6,581	-3,79
	8	7,19	6,923	-3,71
	10	7,53	7,243	-3,81
	12	7,90	7,545	-4,49
46	4	6,98	6,433	-7,84
	6	7,18	6,788	-5,46
	8	7,49	7,133	-4,77
	10	7,86	7,457	-5,13
	12	8,14	7,763	-4,63
48	4	7,09	6,957	-1,88
	6	7,38	7,008	-5,04
	8	7,72	7,346	-4,84
	10	8,10	7,674	-5,25
	12	8,41	7,984	-5,06
50	4	7,43	7,400	-0,04
	6	7,73	7,520	-2,72
	8	8,06	7,569	-6,09
	10	8,35	7,894	-5,46
	12	8,73	8,207	-5,99



Tabela 7.9 Comparação entre resultados experimentais obtidos com mistura de refrigerante R-134a com óleo poliéster (POE) para concentração de 3% e os obtidos utilizando o modelo de simulação.

MISTURA DE REFRIGERANTE R-134a COM 3% DE ÓLEO (POE)				
Lcap: 2,03 m Dcap: 0,82 mm		Temperatura de Evaporação: -25°C		Mistura de R-134a com 3% de óleo
Temperatura de Condensação (°C)	Grau de Subresfriamento (°C)	Vazão Mássica Experimental (kg/h)	Vazão Mássica Simulada (kg/h)	Erro (%)
40	4	5,85	5,767	-1,42
	6	6,10	6,109	+0,15
	8	6,40	6,429	+0,45
	10	6,70	6,728	+0,42
	12	6,95	7,009	+0,85
42	4	6,20	5,965	-3,79
	6	6,54	6,311	-3,50
	8	6,79	6,635	-228
	10	7,01	6,937	-1,04
	12	7,40	7,222	-2,41
44	4	6,45	6,167	-4,39
	6	6,69	6,516	-2,60
	8	7,04	6,844	-2,78
	10	7,38	7,150	-3,12
	12	7,69	7,441	-3,24
46	4	6,84	6,383	-6,68
	6	7,07	6,725	-4,88
	8	7,35	7,056	-4,00
	10	7,70	7,366	-4,34
	12	7,95	7,661	-3,64
48	4	6,90	6,898	-0,03
	6	7,11	6,944	-2,33
	8	7,42	7,268	-2,05
	10	7,82	7,585	-3,00
	12	8,11	7,884	-2,79
50	4	7,25	7,337	+1,20
	6	7,45	7,448	-0,03
	8	7,80	7,495	-3,91
	10	8,14	7,805	-4,12
	12	8,53	8,107	-4,96

## Capítulo 8

---

### CONCLUSÕES

O trabalho de pesquisa que ora se conclui, foi dividido em duas etapas. Na primeira etapa, foi implementado o simulador numérico, capaz de simular o escoamento de refrigerantes puros e de misturas de refrigerante com óleo lubrificante. Com o objetivo de verificar o comportamento do modelo para diversas condições de operação, foi realizada uma análise de sensibilidade e os resultados da simulação foram comparados com os dados experimentais obtidos neste trabalho e na literatura.

Na segunda etapa do trabalho, foi projetada e construída uma unidade laboratorial para ensaios de escoamento em tubos capilares de refrigerantes puros (R-134a e R-600a) e misturas de refrigerante e de óleo de lubrificação do compressor. Foi realizado um grande número de testes com refrigerante puro, para investigar os efeitos do escoamento metaestável nos tubos capilares, fenômeno ainda pouco conhecido, e também, com a finalidade de obter uma linha de base para comparação, quando investigado o efeito do óleo lubrificante no escoamento. Os resultados experimentais obtidos com misturas refrigerante-óleo mostraram a importância de se considerar esta variável no cálculo e projeto de tubos capilares.

Tendo em vista o grande número de ensaios realizados, a unidade experimental mostrou um comportamento bastante estável, já que durante todas as experiências, as variáveis diretamente envolvidas foram controladas e apresentaram pouca variação. A pressão de entrada (pressão de condensação) foi controlada dentro de uma faixa de 3kPa com ajuda de uma válvula solenóide, reduzindo o efeito destas pequenas flutuações nos resultados. O controle do subresfriamento foi conseguido pela instalação de uma resistência de fita ligada a um controlador de temperatura do tipo PID.

A vazão mássica foi medida através de um medidor de vazão do tipo Coriolis calibrado. Para baixos subresfriamentos, perto da condição de saturação, foram observadas oscilações nos valores medidos da vazão mássica, indicando a presença de bolhas a montante da seção de testes. No entanto, a maioria dos testes foram realizados com subresfriamentos acima de 3°C e as oscilações da vazão mássica não foram mais observadas.

A concentração da mistura refrigerante-óleo poliéster foi medida através da tomada direta de uma amostra de mistura, na linha de líquido, e pesado conforme procedimento recomendado pela ASHRAE (1984). A condição crítica de escoamento, isto é, velocidade sônica na seção de saída do tubo capilar foi obtida com a circulação de etileno-glicol através do condensador-acumulador garantindo sempre temperaturas abaixo de -20°C para os refrigerantes.

O modelo de simulação foi testado em diversas condições de operação, e para vários tipos de refrigerantes, mostrando resultados excelentes quando comparado

com os resultados experimentais obtidos na unidade laboratorial e com aqueles encontrados na literatura. O modelo de fases separadas utilizado no simulador, mostrou a possibilidade de considerar as fases líquida e vapor, escoando separadamente. Uma comparação realizada com o modelo homogêneo mostrou que, quando utilizado o modelo de fases separadas a perda de pressão na região bifásica aparece mais acentuada, principalmente, na saída do tubo capilar perto da região crítica.

A simulação do efeito do óleo lubrificante em mistura com o refrigerante mostrou que existe uma redução da vazão mássica, para um comprimento fixo do tubo capilar. Esta redução é bastante pequena, em torno de 3%, para concentrações de óleo de aproximadamente 5%. Foi observado que na simulação o comprimento do trecho líquido aumenta à medida que aumenta a concentração de óleo na mistura, isto porque a viscosidade e a tensão superficial aumentam consideravelmente. Por outro lado o comprimento final do tubo capilar para a mesma condição de saída é reduzido, uma vez que a pressão de saturação da mistura refrigerante-óleo é inferior à pressão de vapor do refrigerante puro. O modelo homogêneo de simulação apresenta resultados entre 5% e 7% menores para a vazão mássica do aqueles obtidos experimentalmente, e entre 7% a 10% menores quando utilizado o modelo de fases separadas. Quando considerado o efeito da metaestabilidade, os resultados obtidos com o simulador, para ambos modelos, apresentam variações menores na vazão mássica, entre 2% e 3%, se comparados com valores experimentais obtidos no presente trabalho.

A maioria dos ensaios foram realizados utilizando o R-134a como refrigerante. Os testes com refrigerantes constituídos de hidrocarbonetos como o R-600a (isobutano)

foram realizados na etapa final do trabalho, devido principalmente, à dificuldade encontrada para adquirir este refrigerante e aos problemas de segurança originados na utilização deste fluido.

O atraso no início da vaporização em relação à condição de equilíbrio termodinâmico foi observado em todos os ensaios realizados. Foi verificado que existe um aumento no atraso de vaporização e no trecho de líquido superaquecido à medida que diminui o diâmetro do tubo capilar. O aumento do grau de subresfriamento reduz também o comprimento do líquido superaquecido e o atraso de vaporização. Foi observado um leve aumento do comprimento do trecho de líquido superaquecido quando aumenta a pressão de condensação.

Os resultados obtidos para ensaios realizados com misturas refrigerante-óleo poliéster mostraram uma diminuição da vazão mássica de 3% a 5% para concentrações de óleo de 3% quando comparada com a vazão mássica de refrigerante puro. A presença de óleo lubrificante no escoamento da mistura no interior do tubo capilar altera ligeiramente a região com escoamento metaestável, foi observado um aumento no trecho de líquido superaquecido e um aumento no atraso da vaporização, que varia em função da pressão de condensação, do grau de subresfriamento e da concentração de óleo lubrificante na mistura. Os resultados experimentais encontrados com a mistura refrigerante-óleo poliéster seguem a mesma tendência que aqueles encontrados para refrigerante puro, isto é, um aumento da vazão mássica com o aumento do grau de subresfriamento e da pressão de condensação.

O hidrocarboneto R-600a (isobutano) apresentou vazões mássicas muito inferiores se comparada com o refrigerante R-134a. Nas mesmas condições de operação as diferenças na vazão mássica oscilam entre 30% a 40%. De maneira geral este refrigerante segue o mesmo comportamento apresentado pelo R-134a com respeito ao comportamento das variáveis no desempenho do tubo capilar.

---

### 8.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar ensaios com misturas azeotrópicas e não azeotrópicas considerando o efeito do óleo lubrificante.
- Avaliar o desempenho do tubo capilar no ciclo quando utilizados hidrocarbonetos
- Realizar um estudo em tubos capilares não adiabáticos concêntricos e laterais para verificar o efeito da mistura refrigerante-óleo no desempenho dos mesmos.
- Um estudo experimental onde a fração de vazio em tubos capilares possa ser analisada para verificar a validade do modelo não homogêneo.
- Analisar o efeito da variação da viscosidade dos óleos 3GS, 4GS e 5GS no comportamento do tubo capilar e no atraso da vaporização.
- Uma avaliação mais rigorosa do fenômeno da metaestabilidade no sentido de verificar de forma previsível as modificações das diversas variáveis para uma mesma condição.
- Realizar um estudo mais profundo acerca do fator de atrito em tubos de diâmetros minúsculos, considerando as misturas refrigerante-óleo, já que não foram encontradas correlações específicas neste assunto.

---

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alamgir, M.D. ; Lienhard, J. H. (1981) "*Correlation of Pressure Undershoot During Hot Water Depressurization.*" Journal of Heat Transfer. Vol. 103, pp. 52-55.
- ASHRAE, (1988) "*Equipment Handbook*", ASHRAE. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditions Engineers Inc.
- Bansal, P.K. ; Rupasinghe, A. S. (1996) "*An Empirical Model for Sizing Capillary Tubes*" Int. Journal of Refrigeration. Vol. 19 pp. 497-505.
- Bansal, P.K. ; Rupasinghe, A. S. (1996) "*An Homogeneous Model for Adiabatic Capillary Tubes*" Applied Thermal Engineering. Vol. 18, No 3, pp. 207-219.
- Barozy, C.J. (1966) "*A Systematic Correlation for Two-Phase Pressure Drop*" Chemical Engineering Progress Symposium. Vol. 62, No. 64, pp. 232-249.
- Baustian, J.J. ; Pate, M.B. (1986-a) "*Properties of Oil-Concentration part. 1. Thermophysics and Transport Properties.*" ASHRAE Trans. Vol.92 part. 1A. pp. 55-73
- Baustian, J.J. ; Pate, M.B. ; Bergles, A. E. (1988-a) "*Measuring the Concentration of a Flowing Oil-Refrigerant Mixture: Instrument Test Facility and Initial Results.*" ASHRAE Trans. Vol.94 part. 1A. pp. 167-177
- Baustian, J.J. ; Pate, M.B. Bergles, A. E. (1988-b) "*Measuring the Concentration of a Flowing Oil-Refrigerant Mixture: Vibrating U-Tube Densimeter.*" ASHRAE Trans. Vol.94 part. 2. pp. 571-587.
- Baustian, J.J. ; Pate, M.B. Bergles, A. E. (1988-c) "*Measuring the Concentration of a Flowing Oil-Refrigerant Mixture with Acoustic Velocity Sensor*" ASHRAE Trans. Vol.94 part. 2. pp. 606-609.
- Bayani, A. ; Thome, J.R. ; Favrat, D. (1995) "*Online Measurement of Oil Concentrations R-134a /Oil Mixtures with a Density Flowmeter.*" HVAC&R Research Vol. 1, No 3, pp.232-241.
- Beattie, G. ; Whalley, P.B. (1981) "*A Simple Two-Phase Frictional Pressure Drop Calculation Method.*" Int. J. of Multiphase Flow. Vol. 8, pp. 83-87.
- Bittle, R.R. ; Stephenson, W. ; Pate, M.B. (1995a) "*An Experimental Evaluation of Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger Performance with R-152a.*" AHSRAE Trans. Vol. 101, pp. 124-135.

- Bittle, R.R. ; Stephenson, W. ; Pate, M.B.** (1995b) "*An Evaluation of the ASHRAE Method for Predicting Capillary Tube-suction Line Heat Exchanger Performance.*" ASHRAE Trans. Vol. 101, pp. 434-442.
- Bittle, R.R. ; Wolf, D.A. ; Pate, M.B.** (1998) "*A Generalized Performance Prediction Method for Adiabatic Capillary Tubes.*" HVAC&R Research. Vol. 4. No 1. pp. 27-43.
- Bolstad, M.M. ; Jordan, R.C.** (1948) "*Theory and Use of the Capillary Tube Expansion Device*". Refrigerating Engineering. No. 12, Vol. 56, pp. 519,552.
- Carey, V.P.** (1992) "*Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena.*" Hemisphere Publishing Corporation.
- Cavallini, A.** (1994) "*Remplacement des CFC et des HCFC*" Revue General Froid. November. pp. 22-28.
- Charters, W.S. ; Megler, V.R. ; Aye, L.** (1996) "*Propane as a Working Fluid in Domestic Heat Pumps.*" II R. Commission E-2 Merlbourne, Australia pp. 229-237.
- Chang, Y. ; Nagashima, A.** (1993) "*Effect of Dissolved Lubricating Oils on the Viscosity of Alternative Refrigerants.*" Int. Journal of Thermophysics Vol. 14, No. 5 pp. 1007-1009.
- Chang, S. ; Ro, S.T.** (1996) "*Pressure Drop of Pure HFC Refrigerants and their Mixtures Flowing in Capillary Tubes*". Int. J. Multiphase Flow. Vol. 22, No 3, pp. 551-561.
- Chen, Z.H. ; Li, R.Y. ; Chen, Z.Y.** (1990) "*A Correlation for Metastable Flow of Refrigerant -R-12 Through Capillary Tubes*". ASHRAE Trans. Vol. 96, pp. 550-554.
- Chisholm, D.** (1983) "*Two-Phase Flow in Pipelines and Heat Exchangers.*" Published by Longman Inc., New York.
- Chisholm, D.** (1973) "*Void Fraction During Two-Phase Flow.*" Journal Mech. Engineering. Science. Vol. 15, No 3, pp. 235-236.
- Churchill, S.W.** (1977) "*Friction Factor Equation Spans all Fluid Regimes.*" Chemical Engineering. Vol. 84, pp. 91-92.
- Cicchitti, A. ; Lombardi, C. ; Silvestri, M.** (1960) "*Two-Phase Cooling Experiments Pressure Drop Heat Transfer and Burnout Measurements.*" Energia Nuclear. Milano Vol. 7, pp. 407-425.
- Colebrook, C.F.** (1939) "*Turbulent Flow in Pipes with Particular Reference to the Transition Region between the smooth and Rough Pipe Laws.*" Journal of Institution Civil Engineers. Vol. XX.



- Collier, J.G. ; Thome, J.R.** (1994) "*Convective Boiling and Condensation*", 3rd. Ed. Oxford University Press.
- Conde, M.** (1996) "*Estimation of Thermophysical Properties of Lubricating Oils and Their Solution with Refrigerants: An Appraisal of Existing Methods.*" Applied Thermal Engineering Vol. 16, No. 1, pp. 51-61.
- Cooper, L.; Chu, C.K. ; Brisken, W.R.** (1957) "*Simple Selection Method Capillaries Derived from Physical Flow Conditions.*" Refrigerating Eng. No. 7, Vol. 65, pp. 37-41
- Cohen, R. Groll, E.** (1996) "*Update on Refrigerant Compressors in Light of CFC substitutes*". Bulletin 96. Revie Generale Froid.
- Dirik, E. ; Inan, C. ; Tanes, Y.** (1994) "*Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Non Adiabatic Capillary Tubes with HFC-134a*". Proc. Int. Refrigeration Conference, Purdue. pp. 365-370.
- Dobran, F.** (1987) "*Nonequilibrium Modeling of Two-Phase Critical Flows in Tubes*" Journal of Heat Transfer. Vol. 109, pp. 731-738.
- Domanski, P. ; Didion, D.A.** (1983) "*Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle with Constant Flow Area Expansion Device.*" NBS Building Science Series 155. NIST USA.
- Downing, J.C.** (1974) "*Refrigerant Equations.*" ASHRAE Trans. Vol. 80, pp. 158-169.
- Duckler, A. E. ; Wicks, M. ; Cleveland, R.G.** (1964) "*Frictional Pressure Drop in Two-Phase Flow: A Comparison of Existing Correlations from Pressure Loss and Holdup*" AIChE Journal. No 10, pp. 38-43
- Eckels, S. J. ; Pate, M.B.** (1991) "*In Tube Evaporation and Condensation of Refrigerant-Lubricant Mixtures of HFC 134a. and CFC 12.*" ASHRAE Trans. Vol. 97, part. 2, pp. 62-70.
- Enkemann, T. ; Arnemann, M.** (1994) "*Investigation of CO<sub>2</sub> as a Secondary Refrigerant*" International Conference, Padua, Italy pp. 721-732.
- Erth, R.A.** (1969) "*Two Phase Flow in Refrigeration Capillary Tubes: Analysis and Prediction*" Ph.D. Thesis, Purdue University.
- Escanes, F. ; Segarra, C.D.P. ; Oliva, A.** (1994) "*Adiabatic capillary Tube Expansion Device Working with CFC-12, HCFC 22 and HFC 134a.*" Int. Refrigeration. Conference. Purdue University, pp. 353-358.
- Escanes, F. ; Segarra, C.D.P. ; Oliva, A.** (1995) "*Numerical Simulation of Capillary-Tube Expansion Devices.*" Int. Journal of Refrigeration Vol. 18. No 2, pp. 113-122.
- Fabic, S.,** (1964) "*Vapor Nucleation of Surfaces Subjected to Transient Heating.*" Ph.D. Thesis, University of California, Berkeley.

- Fauske, H. ; Henry, R.** (1971) "*The Two-Phase Critical Flow of One-Component Mixtures in Nozzles, Orifices, and Short Tubes.*" *Journal of Heat Transfer* Vol. 93 pp. 179-187
- Fillipov, L.P.** (1955) "*Vest. Mosk Univ. Ser. Fiz.*" *Mat. Nauk.* Vol.18 pp. 67-69.
- Flob, A. ; Deichsel, M. ; Winter, E.R.** (1994) "*Thermodynamic Desequilibrium in Throttling Flow of Refrigerant-Oil Mixtures in Capillary Tubes.*" *D.K.V. Tagungsber, Bon.* Vol. 2. No. 1, pp. 71-90.
- Friedel, L;** (1979) "*Improved Friction Pressure Drop Correlations for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow*". *European Two-Phase Flow Meeting Italy June* paper E-2.
- Geller, V. ; Paulaitis, M.** (1994) "*Viscosities for R-22 Alternatives and their Mixtures with a Lubricant Oil.*" *ASHRAE, Int. Refrigeration Conference Purdue.* pp. 49-54.
- Ginoux, J.** (1978) "*Two-Phase Flows and Heat Transfer with Application to Reactor Design Problems.*" *Series in Thermal and Fluids Engineering, Hemisphere Publishing.*
- Goldstein, S.D.** (1981) "*Computer Simulation Method for Describing two-Phase Flashing Flow in Small Diameter Tubes.*" *ASHRAE Trans.* Vol. 87, Part 2. pp. 51-60.
- Gonçalves, J. M.** (1994) "*Análise Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares.*" *Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina.*
- Gorasia, J.N. ; Dubey, N. ; Jain, K.K.** (1991) "*Computer Aided Design of Capillaries of Different Configurations*" *ASHRAE Trans.* Vol. 97 Part.1 pp. 132-138.
- Grebner, J. J. ; Crawford, R.** (1993-b) "*Measurement of Pressure-Temperature Concentration Relation for Mixtures of R-12 / Mineral Oil.*" *ASHRAE Trans.* Vol. 99, part. 1. pp. 387-396.
- Haaland, S. E.** (1983) "*Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Low.*" *Journal of Fluids Engineering.* Vol. 105, pp. 89-90.
- Halozan, H. ; Ebner, T. ; Lawatsch, H.** (1994) "*Propane- Une Alternative Realiste.*" *Rev. Gen. Froid.* Nov. pp. 41-45.
- Halozan, H.** (1996) "*Natural refrigerants- An Option for Heat Pumps?*" *II. R. Commission E-2. Melbourne, Australia* pp. 247-253.
- Hesse, U. ; Arnemam, H.** (1994) "*Carbon Dioxide-Hydrocarbon-Mixtures as Alternative Fluids in Refrigeration Systems.*" *Int. Conference, Padua, Italy.*
- Hesse, U.; Krusse, H.** (1988) "*Prediction of the Behavior of Oil Refrigerant Mixtures.*" *Int. Refrigeration Conference. Purdue University.* Vol. 2, pp. 101-109

- Krusse, H.H. ; Schroeder, M.** (1988) "*Fundamentals of Lubrication in refrigerating Systems and Pumps.*" Int. Journal of Refrigeration Vol. 11.
- Kuehl, S.J. ; Goldschmidt, V.M.** (1990) "*Steady Flows of R-22 Through Capillary Tubes*". ASHRAE Trans. Vol. 96. Part. 1, pp. 719-728.
- Kuehl, S.J. ; Goldschmidt, V. M.** (1991) "*Modeling of Steady Flows of R-22 Through Capillary Tubes*" ASHRAE Trans. Vol. 97 pp. 139-148.
- Kuijpers, L.J.M. ; Janssen, M.J. P.** (1983) "*Influence of Thermal Non-Equilibrium on Capillary Tube Mass Flow.*" Proceedings of the XVI. Int. Congress of Refrigeration. Commission B2. Paris pp. 307-315.
- Kumagai, A. ; Mochida, H.; Takahashi, S.** (1994) "*Revised Viscosities for HFC-134a- Glicol Mixtures from 273 to 333 K.*" Int. Journal of Thermophysics. Vol. 15, No. 1 pp. 109-115.
- Lampagnami, G. ; Zgliczynski, M.** (1994) "*R-290 as a Substitute of R-502 and R-22 in Comercial Refrigeration and Air Conditioning.*" Int. Refrigeration Conference. Padua, Italy. pp. 83-88.
- Li, R.Y. , Chen, Z.H. Lin, S. ; Chen, Z.Y.** (1990) "*Metastable Flow of R-12 through Capillary Tubes*" Int. Journal of Refrigeration Vol. 13. No 3, pp. 181-186.
- Li, R.Y. ; Chen, Z.H. ; Lin, S.** (1990) "*Numerical Modeling of Thermodynamics Non Equilibrium Flow of Refrigerant. Through Capillary Tubes.*" ASHRAE Trans. Vol. 96 Part 1. pp. 542-549.
- Lin, S. ; Kwok, K.; Chen, Z.Y. ; Chen, Z.Y.** (1991) "*Local Frictional Pressure Drop During Vaporization of R-12 Through Capillary Tubes.*" Int. J. Multiphase Flow Vol. 17, No. 1 pp. 95-102.
- Lockhart, R.W.; Martinelli, R.C.** (1949) "*Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Flow in Pipe.*" Chem. Eng. Progress. Vol. 45 pp. 39-48.
- Lorentzen, G.** (1994) "*Natural Refrigerants, A Complete Solution*" In Proceedings of II R. Int. Conference Padua Italy pp. 317.
- MacLaine, I.L. ; Leonardi, E.** (1996) "*Comparative Performance of Hydrocarbon Refrigerants.*" Commission E-2 Melbourne, Australia. pp. 239-245.
- MacLaren, J.F.T.** (1972) "*Flow of Oil R-12 Solutions Through Capillary Tubes.*" Int. Congress of Refrigeration. Washington. pp. 421-430.
- Mc Adams, W.H.** (1933) "*Heat Transmission.*" Mc Graw-Hill.
- McGovern, J.A.** (1989) "*Low Loss Measurement of Oil Concentration in a Refrigerant-Oil Mixture in a Liquid Line.*" Int. Journal of Refrigeration. Vol. 12, Nov. pp. 310-313.

- McLinden, M.** (1990) “*Thermodynamic Properties of CFC Alternative. A Survey.*” Int. Journal of Refrigeration. Vol. 13, May. pp. 149-162.
- Maczek, K. ; Krolicki, Z. ; Sochanecka, E.** (1983) “*Model of Throttling Capillary Tube with Metastable Process.*” Proceed. XVI Int. Congress of Refrigeration C. B2 Paris. pp. 154-161.
- Manwell, S. P. ; Bergles, A. E.** (1990) “*Gas-Liquid Flow Patterns in Refrigerant Oil Mixtures.*” ASHRAE Trans. Vol. 96 Part. 2, pp. 456-464.
- Marcy, G.P.** (1949) “*Pressure Drop with Change in a Capillary Tube.*” Refrigerating Engineering Vol. 57 , No.1 pp. 53-57.
- Martinelli, R.C. ; Nelson, D.B.** (1948) “*Prediction of Pressure Drop During Forced-Circulation Boiling of Water.*” Trans. ASME Vol. 70, pp. 695-702.
- Martz, W.L. ; Burton, C.M. ; Jacobi, A. M.** (1996) “*Local Composition Modelling of the Thermodynamics Properties of Refrigerating and Oil Mixtures.*” Int. Journal of Refrigeration Vol. 19, No. 1, pp. 25-33.
- Mello, C. ; Ferreira R.T. ; Thiessen, M.R.** (1994) “*Experimental Analysis of Capillary Tubes for R-12 and R-134a*” Int. Refrigeration Conference. Purdue University, pp. 347-352.
- Mello, C. ; Ferreira, R.T. ; Mezavila, M.** (1999) “*An Experimental Analysis of Adiabatic Capillary Tubes.*” Applied Thermal Engineering Vol. 19 pp. 669-684.
- Meyer, A.** (1993) “*The Success of Hydrocarbons in Domestic Refrigeration Energy Efficient and Environmentally Friendly.*” Commission B-1-and B2 Ghent Belgium pp. 281-291.
- Meyer, J. J. ; Saiz Jabardo, J. M.** (1994) “*An Ultrasonic Device for Measuring the Oil Concentration in Flowing Liquid Refrigerant.*” Int. Journal of refrigeration Vol. 17 No. 7 pp. 481-486.
- Meyer, J. J. ; Dunn, W. E.** (1998) “*New Insights into the Behavior of the Metastable Region of an Operating Capillary Tube.*” HVAC&R Research Vol. 4 , pp. 105-115.
- Mezavila, M. ; Melo, C.** (1995) “*Simulação do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares não Adiabáticos.*” Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina.
- Mikol, E.P.** (1963) “*Adiabatic Single and Two-Phase Flow in Small Bore Tubes.*” ASHRAE Journal, Vol. 57, No. 11, pp. 75-86.
- Mikol, E.P. ; Dudley, J.C.** (1964) “*Visual and Photographic Study of the Inception of Vaporization in Adiabatic Flow.*” Trans. ASME. pp. 257-264.

- Miropolskiy, Z. L. ; Shneyerova, R.I. ; Karamysheva, A. I.** (1970) "*Vapor Void Fraction in Steam Fluid Mixture Flowing in Heated and Unheated Channels.*" Int. Heat transfer Conference. Vol. 5, Paris. Paper B 4.7.
- Moffat, R.J.** (1988) "*Describing the Uncertainties in Experimental Results.*" Experimental Thermal and Fluids Science. Vol. 1, pp. 3-17.
- Moody, F. J.** (1965) "*Maximum Flow Rate of a Single Component Two-Phase Mixture.*" ASME, Journal of Heat Transfer. pp. 134 -142.
- Oellrich, L.R.** (1994) "*Propane and Butane as Possible Alternative to R-12 and R-22. Some Experimental Results.*" Int. Conference. Padua, Italy.
- Owens, M.L.** (1960) "*Two-Phase Pressure Gradient.*" Int. Heat Transfer. Pt. II.
- Paiva, A . M. ; Fiorelli, F.A . ; Silvaes, O . M.** (1994) "*The Behavior of Lateral and Concentric Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger Using CFC 12 and HFC 134a*" Int. Conference of Refrigeration. Purdue University. July, pp. 341-346.
- Paiva, A . M.** (1996) "*Análise do Escoamento de Refrigerantes e da Transferência de Calor em Tubos Capilares*" Tese de Doutorado / Escola Politécnica USP .
- Pate, M.B.** (1982) "*A Theoretical and Experimental Analysis of Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger.*" Ph.D. Thesis, Purdue University.
- Pate, M.B. ; Tree D.R.** (1987) "*Analysis of Choked Flow Conditions in a Capillary Tube Suction Line-Heat exchanger*" ASHRAE Trans. Vol. 93 part. 1 pp. 368-380.
- Pate, M.B.** (1988) "*Design Considerations for Air Conditioning Evaporator and Condenser Coils*" Two-phase Flow Exchanger. S. Kakaç Ed. pp. 849-884.
- Peixoto, R.A** (1994) "*Análise Teórico-Experimental do Escoamento do Fluido Refrigerante HFC-134a em Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção Utilizados em Sistemas de Refrigeração.*" Tese de Doutorado. Escola Politécnica. USP
- Peixoto, R.A . ; Bullard, C .** (1994) "*A Simulation and Design Model for Capillary Tube-Line Heat exchangers*" Int. Refrigeration Conference. Purdue University, July. pp. 335-340.
- Peixoto, R.A . ; Fiorelli, F. A . ; Paiva, M. A . ; Silvaes, O. M.** (1998) "*Numerical Simulation of Capillary Tube-Suction Line heat Exchangers Using CFC-12, R-40 a, R-409 and HC Blend.*" Indian New Delhi Conference Sec. IV pp. 72-78.
- Petry, G.** (1983) "*Two-Phase Flow of R-12 in Capillary Tubes under the Critical Flow State.*" Ph.D. Thesis, Technical Univ. of Munich.

- Premoli, A. ; Francesco, D. ; Prina, A.** (1970) “ *An Empirical Correlation for Evaluating Two-Phase Mixture Density Under Adiabatic Conditions.*” European Two-Phase Flow Group Meeting, Milan.
- Prosek, J. R.** (1953) “ *A Practical Method of Selecting Capillary Tubes.*” Refrigerating Engineering. pp. 644-647.
- Riffat, S.B. ; Afonso, C.F. ; Reay, D.A.** (1997) “ *Natural Refrigerant for Refrigeration and Air Conditioning Systems.*” Applied Thermal Engineering. Vol. 17, No 1 pp. 32-42.
- Rizza, J.J.** (1982) “ *Numerical Solution to Transonic Two-Phase Capillary Tube Flow.*” Journal of Energy No. 4, Vol. 6, pp. 285-288.
- Sami, S.M. ; Duong, T.** (1987) “ *A Improved Model for Prediction Refrigerant Flow Characteristics in Capillary Tubes.*” ASHRAE Trans. Vol. 93, Part 2, pp. 682-700.
- Sami, S.M. ; Tribes, C.** (1998) “ *Numerical Prediction of Capillary Tube Behavior with Pure and Binary Alternative Refrigerants.*” Applied Thermal Eng. Vol. 18, pp. 491-502.
- Schlager, L. M. ; Pate, M. B.** (1990) “ *Performance Predictions of Refrigerating Oil-Mixtures in Smooth Tube.*” ASHRAE Trans. Vol. 96, pp. 398-406.
- Schmidt, J. ; Friedel, L.** (1997) “ *Two-Phase pressure Drop Across Sudden Contractions in Duct Areas.*” Int. J. Multiphase Flow. Vol. 23, No 2, pp. 283-299.
- Schultz, U.W.** (1985) “ *State of the Art: The Capillary Tube for Vapor Compression Systems.*” ASHRAE Trans. Vol. 91, Part 1, pp. 92-105.
- Schultz, U.W.** (1988) “ *A Correlation of Experimental Exit Pressures for Refrigerant Flow through a Capillary Tube Expansion.*” ASHRAE Trans. part. 1A, pp. 507-519.
- Shao, W. ; Kraft, H. ; Granryd, E.** (1995) “ *A Simple Experimental Investigation Saturated Vapour Pressure for HFC 134a -Oil Mixtures.*” Rev. Int. Froid. Vol. 15, No. 6, pp. 357-361.
- Silvares, O . M.** (1994) “ *Análise do Escoamento de Refrigerantes e da Transferência de Calor em Tubos Capilares*” Relatório Técnico Convênio Multibras/ USP .
- Skripov, V.P.** (1974) “ *Metastable Liquids.*” Ed. John Wiley & Sons 1974.
- Seixlack, A.L. ; Prata A.T. ; Melo, C.** (1996) “ *Análise do Escoamento de HFC-134a em Tubos Capilares Usando o Modelo de Dois Fluidos*”. RBCM. Journal of the Braz. Soc. Mechanical Sciences. Vol. XVIII No. 1, pp. 50-58.

- Silva, L.C. ; Jabardo, J.M.S. (1988) “ *Propriedades Termodinâmicas e de Transporte de Misturas Refrigerante-Óleo*”. Congresso. Iberoamericano de Ing. Mecânica. Vol. 2, pp. 423-426.
- Spauschus, H.O. (1963) “ *Thermodynamics Properties of Refrigerating-Oil Solutions*.” ASHRAE Journal. August, pp. 63-71.
- Spauschus, H.O ; Henderson, D.R. (1994) “ *Lubrificants pour Frigorigenes Hydrocarbures*.” Rev. Gen. Froid. Nov, pp. 18-21.
- Staebler, L.A. (1948) “*Theory and Use of a Capillary Tube for Liquid Refrigerant Control*.” Refrigerating Engineering. Vol. 58. No 11, Nov. pp. 1087-1095.
- Stephan, K. ; Mitrovic, J. (1982) “*Heat Transfer in Natural Convective Boiling of Refrigerant-Oil Mixtures*.” Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf. Vol 4 pp. 73-87.
- Stoecker, W.F. ; Jones, J. W. (1982) “*Refrigeration and Air Conditioning*.” Second. Edition. New York Mc Graw-Hill.
- Sunami, N. ; Takigawa, K. (1994) “*New Immiscible Refrigeration Lubricant for HCFC's*” ASHRAE Purdue Conference pp. 129-134.
- Sur, B. ; Azer, N.Z. (1991) “ *Effect of Oil on Heat Transfer and Pressure Drop During Condensation of R-113 Inside Smooth and Internally Finned Tubes*.” ASHRAE Trans. Vol.1, Part. 1, pp. 365-373.
- Suzuki, S. , Fujisawa, Y., Nakazawa, S., Matsuoka, M. (1993) “*Measuring Method of Oil Circulation Ratio Using Light Absorption*.” ASHRAE Trans. Vol. 99, pp. 413-421
- Swart R.H. (1946) “*Capillary Tube Heat Exchangers*.” Refrigerating Engineering Sept. pp. 221-225.
- Sweedyk, J.M. (1981) “*Capillary Tubes: Their Standardization and Use*.” ASHRAE Trans. Vol. 87, Part 1. pp. 1069-1076.
- Thome, J.R. (1995) “ *Comprehensive Thermodynamics Approach to Modeling Refrigerating- Lubricating Oil Mixtures*.” HVAC&R Research Vol.1, pp. 110-126.
- Thome, J.R. (1990) “*Enhanced Boiling Heat Transfer*” Hemisphere Publishing Corporation.
- Wallis, G.B. (1969) “*One Dimensional Two-Phase Flow*” Mc Graw Hill. Ed. 1969
- Wallis, G.B. (1980) “*Critical Two-Phase Flow*”. Int. Journal of Multiphase Flow. Vol. 6, pp. 97-112.
- Van Gaalen, N.A. ; Pate, M.B. (1991) “*The Solubility and Viscosity of Solutions of HCFC-22 in Napthenic Oil*.” ASHRAE Trans. Vol. 97 Part 1, pp. 100-106.

- Whalley, P.B.** (1987) *"Boiling Condensation and Gas-Liquid Flow"*. 2nd. Edition Oxford Science Publications.
- White, F.M.** (1994) *"Fluid Mechanics."* Mc Graw-Hill Inc. USA.
- Whitesel, H. A .** (1957) *"Capillary Two-Phase Flow"* Refrigerating Engineering. Vol. 58, No 11, Nov. pp. 1087-1095.
- Wijaya, H.** (1991) *"An Experimental Evaluation of Adiabatic Capillary Tube Performance for HFC 134a and CFC-12."* International CFC and Halon Alternatives. Conference Proceedings. Baltimore, pp. 474-483.
- Wijaya, H.** (1992) *"Adiabatic Capillary Tube Test Data for HFC 134a."* Int. Refrigeration Conference. Purdue University, July , Vol. 1, pp.63-71.
- Withacre, S. ; Eibling, B.** (1963) *"Analysis of the Potentialities of Using Analog Computers in the Development of Residential Refrigerators."* Report to Whirlpool Corporation.
- Wong, T.N. ; Ooi K.T. ; Khoo, C.T.** (1994) *"A Study on Capillary Tube Flow."* Int. Refrigeration Conference. Proceedings Purdue University. July, pp. 365-370.
- Wong, T.N. ; Ooi K.T.** (1995) *"Refrigerant Flow in Capillary Tube: An assessment of the Two-Phase Viscosity Correlations on Model Prediction"*. Int. Comm. Heat Mass Transfer. Vol. 22, No. 4, pp. 595-604.
- Wong, T.N. ; Ooi K.T.** (1996) *"Adiabatic Capillary Tube Expansion Devices: A comparison of the Homogeneous Flow and the Separated Flow Models"*. Applied Thermal Engineering. Vol. 16, No 7, pp. 625-634.
- Yan, Q. ; Wang, X.L.** (1991) *"Studies on the Behavior of the Capillary Tube in Small Refrigerant System."* XVIII th. Int. Cong. Refrig. Montreal Canada. pp. 262.
- Yilmaz, T. ; Unal, S.** (1996) *"General Equation for the design of Capillary Tubes."* Trans. ASME Vol. 18 March. pp. 150-154.
- Zivi, S.M.** (1964) *"Estimation of Steady-State Steam Void Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production."* Journal of Heat Transfer Vol. 86, pp. 247-252.
- Zoz, S. ; Pate, M.B.** (1994) *"Critical Solutions Temperatures for Ten Different Non CFC Refrigerants with Fourteen Different Lubricants."* Int. Refrigeration. Conference. Purdue University. pp. 431-436.



---

# APÊNDICE

## ANÁLISE DE INCERTEZAS

Tabela A.1 Resumo dos valores das incertezas dos instrumentos utilizados.

<b>INSTRUMENTO</b>	<b>INCERTEZA GLOBAL</b>
<b>TRANSDUTOR DE PRESSÃO</b>	3 kPa
<b>TERMOPAR TIPO "T"</b>	0,3 °C
<b>MEDIDOR DE VAZÃO CORIOLÍS</b>	0,03 kg/h
<b>GRAU DE SUBRESFRIAMENTO</b>	0,3 °C
<b>COMPRIMENTO DO TUBO CAPILAR</b>	0,001 m
<b>DIÂMETRO DO TUBO CAPILAR</b>	1%
<b>CONCENTRAÇÃO DE ÓLEO</b>	1,5%