

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DA EXPANSÃO TRANSCRÍTICA DE
DIÓXIDO DE CARBONO EM TUBOS CAPILARES ADIABÁTICOS**

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA PARA
OBTENÇÃO DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

DIOGO LÔNDERO DA SILVA

FLORIANÓPOLIS, MARÇO DE 2008

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DA EXPANSÃO TRANSCRÍTICA DE
DIÓXIDO DE CARBONO EM TUBOS CAPILARES ADIABÁTICOS**

DIOGO LÔNDERO DA SILVA

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS

E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Claudio Melo, Ph.D.
Orientador

Dr. Christian Johann Losso Hermes, Dr.Eng.
Co-Orientador

Prof. Fernando Cabral, Ph.D.
Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, Dr.Eng.
Presidente

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Jr., Ph.D.

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.

“Não há nada mais prático que uma boa teoria.”

Hermann Ludwig Ferdinand von Helmholtz (1821-1894)

Dedico este trabalho a meus pais, meu irmão e minha amada Vanina,
que sempre estiveram presentes e me apoiaram.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus professores, em especial a Cláudio Melo, pela experiência, postura e conhecimentos transmitidos, além da confiança que depositaram em meu trabalho, a Christian Johann Losso Hermes e Joaquim Manoel Gonçalves pela amizade, orientação, visão crítica e objetividade que tornaram a realização do trabalho possível e desafiadora, a Milton Miguel Pedroso Seifert, Arilton Ferreira Carvalho, Ricardo Knoblauch, Adriano Francisco Ronzoni e Rodrigues Stähelin pelos esforços dedicados durante as atividades experimentais, a Augusto Zimmerman pelo auxílio na condução do projeto, a Anfilofio Rodrigues Chaves Filho pela assistência técnica na área de automação, ao Professor José A. Bellini da Cunha Neto do Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas – LMPT, a Misleine A. de Castro do Laboratório de Caracterização Microestrutural – LCM e aos Laboratórios de Metrologia CMI - Centro de Metrologia e Instrumentação pela ajuda prestada durante a caracterização dos tubos capilares, a Fundação Centros de Referência em Tecnologias Inovadoras – CERTI pela calibração dos instrumentos utilizados nos experimentos, aos meus amigos Paulo J. Waltrich e Robson O. Piucco pela ajuda na solução de problemas técnicos do projeto e a todos que de alguma forma colaboraram para a concretização do trabalho.

Agradeço também à Universidade Federal de Santa Catarina, ao Departamento de Engenharia Mecânica, à Fundação de Ensino e Engenharia de Santa Catarina – FEESC e ao apoio financeiro da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – CAPES, o Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, a Financiadora de Estudos e Projetos – FINEP e a Empresa Brasileira de Compressores – EMBRACO.

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	V
SUMÁRIO	VI
LISTA DE TABELAS	VIII
LISTA DE FIGURAS	X
NOMENCLATURA	XII
RESUMO	XVI
ABSTRACT	XVII
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 CONTEXTO	1
1.2 REFRIGERAÇÃO	2
1.2.1 CICLO DE COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR	3
1.2.2 FLUIDOS REFRIGERANTES	5
1.2.3 O DIÓXIDO DE CARBONO (CO ₂ , R-744)	7
1.2.4 TUBOS CAPILARES.....	11
1.3 OBJETIVOS E METODOLOGIA	15
1.4 ESTRUTURA DO DOCUMENTO	15
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1 RETROSPECTIVA HISTÓRICA	16
2.2 TRABALHOS RECENTES	19
2.3 ESCOAMENTO TRANSCRÍTICO DE R-744 EM TUBOS CAPILARES	21
2.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO	22
3 TRABALHO EXPERIMENTAL	24
3.1 INTRODUÇÃO	24
3.2 BANCADA DE TESTES DE TUBOS CAPILARES	24
3.2.1 SUBSISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	25
3.3 SEÇÃO DE TESTES	29
3.4 PROCEDIMENTO OPERACIONAL	34
3.5 IDENTIFICAÇÃO DO REGIME PERMANENTE	35
3.6 PLANEJAMENTO DOS EXPERIMENTOS	36
3.6.1 PROJETO FATORIAL	37
3.6.2 MATRIZ DOS EXPERIMENTOS E CÁLCULO DOS EFEITOS.....	37
3.7 CORRELAÇÃO EMPÍRICA PARA A VAZÃO MÁSSICA.....	40
3.8 ANÁLISE DE REPETIBILIDADE DO EXPERIMENTO	41
3.9 SÍNTESE DO CAPÍTULO	41
4 MODELOS MATEMÁTICOS	43
4.1 FUNDAMENTAÇÃO	43
4.2 EQUAÇÕES GOVERNANTES E SIMPLIFICAÇÕES	44
4.3 EQUAÇÕES COMPLEMENTARES.....	48
4.4 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS E TERMOFÍSICAS	51

4.5	MÉTODOS DE SOLUÇÃO.....	52
4.5.1	SOLUÇÃO NUMÉRICA.....	52
4.5.2	SOLUÇÃO ANALÍTICA	54
4.6	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	60
5	RESULTADOS.....	61
5.1	INTRODUÇÃO	61
5.2	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	62
5.3	CORRELAÇÃO EMPÍRICA.....	64
5.4	MODELO DIFERENCIAL.....	66
5.4.1	SELEÇÃO DAS CORRELAÇÕES E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL.....	66
5.4.2	ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO TRANSCRÍTICO DE R-744	69
5.5	MODELO ALGÉBRICO	73
5.6	COMPARAÇÕES ENTRE OS MODELOS	75
5.7	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	79
6	CONCLUSÕES.....	81
6.1	CONCLUSÕES FINAIS	81
6.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	83
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	84
	APÊNDICE I - DETERMINAÇÃO DO VALOR ÓTIMO DA PRESSÃO DE OPERAÇÃO	89
	APÊNDICE II - ESTIMATIVA DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO DAS VARIÁVEIS OPERACIONAIS E CURVAS DE CALIBRAÇÃO	92
A.	SISTEMA DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURAS.....	92
B.	SISTEMA DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO	95
C.	SISTEMA DE MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA	97
	APÊNDICE III - CARACTERIZAÇÃO GEOMÉTRICA DOS TUBOS CAPILARES	99
A.	INTRODUÇÃO	99
B.	PREPARO DAS AMOSTRAS.....	99
C.	MEDIÇÃO DO DIÂMETRO INTERNO	100
D.	MEDIÇÃO DO COMPRIMENTO	103
	APÊNDICE IV - SUBSISTEMA ELÉTRICO.....	105
	APÊNDICE V - SUBSISTEMA DE MEDIÇÃO E AQUISIÇÃO DE DADOS	107
	APÊNDICE VI - INFORMAÇÕES SOBRE OS PRINCIPAIS COMPONENTES	109
	APÊNDICE VII - MATRIZ DE CONTRASTES E CÁLCULO DOS EFEITOS	110

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Características de alguns refrigerantes. Adaptado de Kim <i>et al.</i> (2004).....	9
Tabela 2 – Histórico dos estudos sobre escoamentos em tubos capilares realizados no POLO	21
Tabela 3 – Comparação entre os diâmetros internos nominais e medidos dos tubos capilares	34
Tabela 4 – Parâmetros de regime permanente.....	36
Tabela 5 – Níveis das variáveis do planejamento experimental.....	37
Tabela 6 – Matriz de projeto do experimento fatorial	40
Tabela 7 – Matriz de projeto do experimento para os testes com a pressão ótima na entrada.....	40
Tabela 8 – Condições de operação empregadas na análise de repetibilidade.....	41
Tabela 9 – Resultados experimentais do planejamento fatorial.....	63
Tabela 10 – Resultados experimentais para os pontos com pressão ótima na entrada do tubo capilar	63
Tabela 11 – Coeficientes obtidos para correlação empírica	65
Tabela 12 – Combinações de fator de atrito e viscosidade bifásicas avaliadas.....	67
Tabela 13 – Resultados dos ensaios experimentais adicionais	75
Tabela 14 – Características dos modelos propostos	80
Tabela 15 – Coeficientes da equação (55).....	92
Tabela 16 – Coeficientes da equação (56).....	93
Tabela 17 – Coeficientes da equação (57).....	93
Tabela 18 – Coeficientes da equação (58).....	93
Tabela 19 – Coeficientes da equação (59).....	94
Tabela 20 – Pontos de calibração do transdutor de pressão 100 bar.....	96
Tabela 21 – Pontos de calibração do transdutor de pressão 200 bar.....	96
Tabela 22 – Coeficientes da equação (62).....	96
Tabela 23 – Coeficientes da equação (63).....	97
Tabela 24 – Coeficientes da equação (64).....	98
Tabela 25 – Diâmetros nominais.....	99
Tabela 26 – Sistema de codificação das amostras	99
Tabela 27 – Diâmetro interno das amostras de tubos capilares	102
Tabela 28 – Diâmetro médio dos tubos capilares testados no experimento	102
Tabela 29 – Comprimento das amostras de tubos capilares	104
Tabela 30 – Comprimento médio das amostras de tubos capilares	104
Tabela 31 – Informações técnicas sobre os principais componentes da bancada experimental	109

Tabela 32 – Transformação do fator diâmetro	111
Tabela 33 – Matriz de contrastes do planejamento fatorial	111

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Variação da temperatura média da Terra ao longo do tempo (IPCC, 2007)	1
Figura 2 – Esquema do invento de Jacob Perkins (Gosney, 1982).....	3
Figura 3 – Ciclo padrão de refrigeração em um diagrama $p-h$	4
Figura 4 – Ciclo transcrito de CO ₂ em um diagrama $p-h$	4
Figura 5 – Linha do tempo referente à utilização de refrigerantes (Pearson, 2005)	6
Figura 6 – Representação esquemática da molécula de CO ₂	8
Figura 7 – Diagrama de fases do CO ₂	8
Figura 8 – Evolução do número de artigos relacionados ao uso de CO ₂ como fluido refrigerante apresentados na IIR <i>Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids</i>	10
Figura 9 – Volume específico do R-744 abaixo e acima da pressão crítica para $T > T_c$	11
Figura 10 – Viscosidade do R-744 abaixo e acima da pressão crítica para $T > T_c$	11
Figura 11 – Tubo capilar de cobre.....	12
Figura 12 – Escoamento subcrítico através de tubos capilares adiabáticos.....	13
Figura 13 – Escoamento transcrito através de tubos capilares adiabáticos.....	14
Figura 14 – Diagrama $p-h$ do escoamento transcrito através de tubos capilares adiabáticos.....	14
Figura 15 – Foto da bancada experimental de tubos capilares adiabáticos para o escoamento de R-744	25
Figura 16 – Representação esquemática do subsistema de refrigeração	26
Figura 17 – Compressores e ventiladores.....	27
Figura 18 – Separadores de óleo e filtros	27
Figura 19 – Válvula e servomotor empregados no controle da pressão de alta.....	28
Figura 20 – Estados do fluido refrigerante ao longo da bancada de testes	29
Figura 21 – Ilustração da seção de testes.....	30
Figura 22 – Vista superior do visor de fluido instalado na entrada da seção de testes	31
Figura 23 – Detalhe da instrumentação na entrada do tubo capilar	32
Figura 24 – Fotos da seção de testes: (a) tubo capilar instrumentado e (b) colocação do material isolante	33
Figura 25 – Transdutor de vazão mássica tipo coriolis	33
Figura 26 – Painel de comando da bancada experimental.....	34
Figura 27 – Representação gráfica do critério de regime permanente.....	36
Figura 28 – Estados do refrigerante usando a temperatura e a entalpia como variável independente.....	38
Figura 29 – Influência da pressão na saída do tubo capilar sobre a vazão mássica	39
Figura 30 – Representação esquemática do escoamento de Fanno em um volume de controle.....	43

Figura 31 – Representação da linha de Fanno em um diagrama $h-s$ (Stoecker e Jones, 1985).....	44
Figura 32 – Variação de f em função do número de Reynolds.....	49
Figura 33 – Variação da viscosidade em função do título.....	50
Figura 34 – Distribuição dos dados experimentais utilizados para regressão da equação de estado do R-744 (Span e Wagner, 1996).....	51
Figura 35 – Algoritmo de solução numérica.....	53
Figura 36 – Análise do refino da malha.....	54
Figura 37 – Expansão adiabática isentálpica.....	55
Figura 38 – Ajuste do parâmetro k_{mon} para o R-744.....	58
Figura 39 - Ajuste do parâmetro k_{bif} para o R-744.....	58
Figura 40 – Efeitos das variáveis independentes sobre a vazão mássica.....	64
Figura 41 – Comparação entre as predições da correlação proposta com os dados experimentais.....	66
Figura 42 – Erro RMS para todas as combinações avaliadas.....	67
Figura 43 - Comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais para o pior caso (12).....	68
Figura 44 – Comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais para o melhor caso (8)....	68
Figura 45 – Perfil de temperatura ao longo do tubo capilar.....	70
Figura 46 – Perfil de pressão ao longo do tubo capilar.....	70
Figura 47 – Comparação entre a magnitude dos termos associados à aceleração e ao atrito presentes na equação da conservação de quantidade de movimento.....	71
Figura 48 – Perfil da velocidade ao longo do tubo capilar.....	72
Figura 49 – Perfil do número de Reynolds ao longo do tubo capilar.....	72
Figura 50 - Comparação entre os resultados do modelo de Yilmaz e Ünal (1996) e os dados experimentais	74
Figura 51 – Comparação entre os resultados do modelo algébrico adaptado e os dados experimentais.....	74
Figura 52 – Pontos experimentais representados em um diagrama $p-h$	77
Figura 53 – Comparação entre os métodos propostos empregando toda a base de dados experimentais.....	78
Figura 54 – Comparação entre os métodos propostos para o cálculo da vazão mássica.....	78
Figura 55 – Comparação entre os efeitos principais calculados através dos diferentes métodos propostos para o cálculo da vazão mássica.....	79
Figura 56 – Diagrama $p-h$ para o R-744.....	89
Figura 57 – Determinação gráfica do ponto ótimo de operação.....	91
Figura 58 – Amostras utilizadas para medição do diâmetro.....	100
Figura 59 – Fixação das amostras em acrílico.....	100
Figura 60 – Amostra embutida e polida.....	101
Figura 61 – Secção transversal do tubo capilar ampliada 50 vezes.....	101
Figura 62 – Esquema elétrico.....	105
Figura 63 – Subsistema de medição e aquisição de dados.....	107

NOMENCLATURA

SÍMBOLOS

A	área da secção transversal	$[\text{m}^2]$
C	correção	
COP	coeficiente de performance do sistema	$[-]$
D	diâmetro interno do tubo	$[\text{m}]$
DP	desvio padrão	
DP_a	desvio padrão da amostra	
DP_{max}	desvio padrão máximo aceitável	
dz/dp	derivada do comprimento em relação à pressão	$[\text{m.Pa}^{-1}]$
dh/dp	derivada da entalpia em relação à pressão	$[\text{J.kg}^{-1}.\text{Pa}^{-1}]$
ds/dh	derivada da entropia em relação à entalpia	$[\text{K}^{-1}]$
e	energia interna específica	$[\text{J.kg}^{-1}]$
G	fluxo de massa	$[\text{kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}]$
G_0	fluxo de massa da iteração anterior	$[\text{kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}]$
G_{calc}	fluxo de massa calculado	$[\text{kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}]$
g	gravidade local	$[\text{m.s}^{-2}]$
\bar{g}	vetor de aceleração gravitacional	$[\text{m.s}^{-2}]$
h	entalpia específica	$[\text{J.kg}^{-1}]$
h_e	entalpia específica do fluido na entrada do tubo capilar	$[\text{J.kg}^{-1}]$
I_i	<i>i-ésima</i> indicação	
k	fator de abrangência	
k_{bif}	parâmetro de ajuste da região bifásica	
k_{mon}	parâmetro de ajuste da região monofásica	
$k_{95\%}$	fator de abrangência para um nível de 95% de confiança	
L	comprimento do tubo capilar	$[\text{m}]$
M	número de testes experimentais	

\dot{m}	vazão mássica	[kg.h ⁻¹]
n	número de indicações	
N	número de elementos na malha	
p	pressão	[Pa ou bar]
p_a	pressão real	[bar]
p_{sonic}	pressão sônica	[bar]
p_e	pressão na entrada	[bar]
p_{lida}	pressão lida pelo transdutor	[bar]
p_n	pressão nominal	[bar]
p_{ref}	pressão de referência do certificado	[bar]
P	perímetro interno do tubo capilar	[m]
q_k	valor da k-ésima observação independente	
\bar{q}	média das n indicações obtidas	
\vec{q}	vetor fluxo de calor	[W.m ⁻²]
\dot{Q}_o	taxa de transferência de calor absorvido no evaporador	[W]
r	taxa de geração de calor por unidade de massa	[W.kg ⁻¹]
s	entropia específica	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
Sens _{ref}	sensibilidade do transdutor de pressão	[mV.V ⁻¹]
t	tempo	[s]
$\bar{\bar{T}}$	tensor tensão	[N.m ⁻²]
T	temperatura local	[K ou °C]
T_e	temperatura na entrada	[K ou °C]
T_{ex}	temperatura externa	[K ou °C]
U	incerteza expandida	
u	incerteza combinada	
u_o	incerteza padrão das observações	
u_s	incerteza padrão do sistema de medição	
\vec{u}	vetor velocidade	[m.s ⁻¹]
v	volume específico	[m ³ .kg ⁻¹]
V	velocidade	[m.s ⁻¹]
V_{fonte}	tensão enviada pela fonte de alimentação	[V]
V_{lida}	tensão lida pelo sistema de aquisição	[mV]
W	trabalho de compressão	[J]

\dot{W}	potência de compressão	[W]
x_i	valor da variável no teste i do projeto fatorial	
x_{max}	valor máximo da variável no projeto fatorial	
x_{min}	valor mínimo da variável no projeto fatorial	
\tilde{x}_i	variável adimensional	
y	função matemática genérica	
y_0	valor da função y no ponto inicial do intervalo	
y_t	valor da função y no ponto final do intervalo	
z	posição na direção axial do escoamento	[m]

LETRAS GREGAS

Δy_{max}	variação máxima aceitável no intervalo	
ε	rugosidade	[m]
Δ	variação	
λ	coeficiente de correção térmica	
τ	tensão cisalhante na parede	[N.m ⁻²]
μ	viscosidade dinâmica	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
ρ	massa específica	[kg.m ⁻³]
Ψ	derivada de v em relação à p com h constante	[m ⁴ .s ² .kg ⁻²]
ϕ	derivada de v em relação à h com p constante	[m ³ .J ⁻¹]

SUBSCRITOS

$()_{bif}$	bifásico
$()_c$	crítico
$()_{calc}$	calculado
$()_e$	entrada
$()_{exp}$	experimental
$()_f$	ponto de <i>flashing</i>
$()_g$	gás
$()_l$	líquido
$()_{mon}$	monofásico
$()_s$	saída

GRUPAMENTOS ADIMENSIONAIS

Fator de atrito de Darcy $f = 8 \frac{\tau}{\rho V^2}$

Número de Reynolds $Re = \frac{GD}{\mu}$

RESUMO

De acordo com o relatório publicado pelo *Intergovernmental Panel on Climate Change* em 2007, a atividade industrial é a principal responsável pelo aquecimento do planeta Terra. Nas últimas décadas, a indústria de refrigeração e ar condicionado tem sido pressionada quanto ao uso de fluidos refrigerantes sintéticos através dos protocolos de Montreal e de Kyoto. Soluções de longo prazo têm sido avaliadas, o que inclui o uso de refrigerantes naturais. Neste contexto, o dióxido de carbono (CO_2 , R-744) ressurgiu como um candidato em potencial, já que é uma substância natural, estável, atóxica, não inflamável, e com potencial de aquecimento global relativamente baixo. Embora existam vários exemplos de sistemas comerciais de refrigeração a base de CO_2 que empregam tubos capilares como dispositivo de expansão, pouco tem sido estudado a esse respeito. Para preencher essa lacuna, o presente trabalho se propõe a caracterizar o escoamento transcrito de R-744 através de tubos capilares adiabáticos. Para tanto, uma bancada experimental foi especialmente projetada e construída. Os ensaios experimentais foram planejados estatisticamente com o objetivo de extrair o máximo de informações de um número mínimo de experimentos. Dois modelos, um diferencial e outro algébrico, foram também desenvolvidos para simular o escoamento de CO_2 em tubos capilares adiabáticos. No primeiro, as equações da conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento foram resolvidas numericamente ao longo do escoamento empregando-se um procedimento iterativo de cálculo para estimar a vazão mássica de refrigerante. No segundo, a equação do movimento foi integrada analiticamente ao longo de uma linha isentálpica, dando origem a uma equação algébrica para computar a vazão mássica de CO_2 . Os dois modelos foram validados contra dados experimentais, mostrando-se capazes de prever mais de 90% dos pontos experimentais com erros na faixa de $\pm 10\%$. Uma análise de sensibilidade explorando os efeitos das condições geométricas e de operação sobre a vazão mássica de CO_2 foi também realizada.

ABSTRACT

According to a report recently published by the Intergovernmental Panel on Climate Change, global warming is mainly affected by industrial activities. The document forecasts that the global average temperature may increase by 1.5 to 4.0°C by the end of the 21st century, with profound changes on the Earth's climate. During the last three decades the refrigeration and air conditioning industries have been limited by restrictions on the use of synthetic refrigerants imposed by the Montreal and Kyoto protocols. This has led to carbon dioxide (CO₂, R-744) being revived as a natural working fluid, since it is chemically stable, non-toxic, non-flammable, and has a relatively low GWP (Global Warming Potential). In spite of the growing use of capillary tubes in CO₂ based refrigeration systems, very few related publications can be found in the open literature. In this thesis, a very comprehensive experimental and theoretical study, focused on the R-744 flow through adiabatic capillary tubes, was thus carried out. This document outlines an experimental and theoretical study on the transcritical expansion of carbon dioxide (R-744, CO₂) flowing through adiabatic capillary tubes. The influence of both operating conditions (inlet and exit pressures, inlet temperature) and tube geometry (length and internal diameter) on the CO₂ mass flow rate was experimentally evaluated using a purpose-built testing facility with a strict control of the measured variables (pressure, temperature and mass flow rate). The experiments were carried out following a full factorial experimental design. A mathematical model was put forward based on the mass, energy and momentum conservation principles written accordingly to their one-dimensional differential formulation. The resulting set of differential equations was solved numerically by an explicit first-order method taking the pressure as the integration domain. Also, an improved algebraic model was proposed. Both theoretical models were validated against experimental data covering different operating conditions and tube geometries. A good agreement between the experimental and calculated mass flow rates was achieved, with more than 90% of the data points lying within an error band of $\pm 10\%$.

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTO

As mudanças climáticas e os consequentes impactos ambientais e sócio-econômicos têm sido estudados por pesquisadores de diversas nações. De acordo com o *Intergovernmental Panel on Climate Change* (IPCC, 2007), as atividades do homem, na escala atual, são responsáveis pelo aquecimento do planeta Terra. Não existem dúvidas de que os sistemas naturais estão sendo afetados por alterações climáticas, principalmente por aquelas promovidas pela elevação da temperatura. A Figura 1 mostra a evolução temporal da temperatura média do planeta registrada por diferentes cientistas, onde se observa um aumento gradativo e sistemático nos últimos anos.

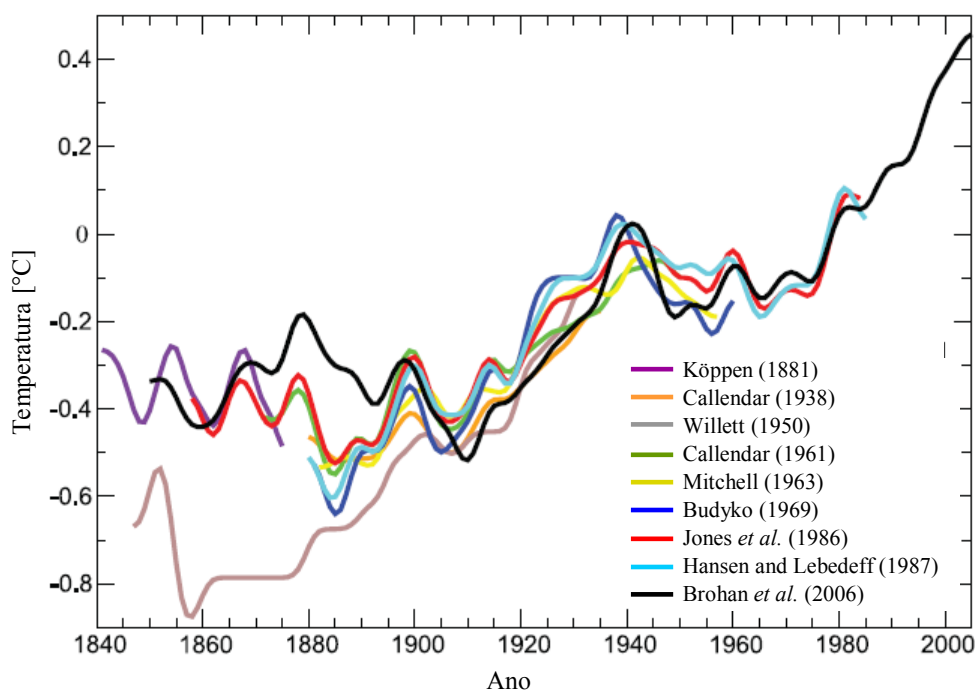


Figura 1 – Variação da temperatura média da Terra ao longo do tempo (IPCC, 2007)

A entrega do Prêmio Nobel da Paz de 2007 à Al Gore e ao *IPCC*, em reconhecimento aos esforços de ambos na disseminação das informações relacionadas às alterações climáticas promovidas pelo homem, mostra a preocupação da atual sociedade com o meio ambiente.

Dentre os responsáveis pelo problema, encontra-se a indústria de refrigeração e ar condicionado, que vem tentando reduzir ou eliminar o uso de fluidos refrigerantes com efeitos nocivos sobre a camada de ozônio e sobre a temperatura do planeta.

Existe, portanto, um forte incentivo ao desenvolvimento de tecnologias de refrigeração energeticamente eficientes, baseadas na utilização de substâncias naturais como fluidos refrigerantes. Neste contexto, o dióxido de carbono, também conhecido como refrigerante R-744, ressurge como uma alternativa promissora (Kim *et al.*, 2004).

1.2 REFRIGERAÇÃO

A refrigeração trata dos processos de redução e conservação da temperatura de um espaço ou material para valores inferiores aos encontrados no meio ambiente (Dossat, 1980). Historicamente, o homem emprega a produção de frio na conservação de alimentos, na climatização de ambientes, na área biomédica, entre outras aplicações.

Durante a fase de exploração de gelo natural, iniciada por Frederic Tudor em 1806, já existiam registros da produção artificial de frio. Em 1834, Jacob Perkins depositou a primeira patente de um equipamento de refrigeração por compressão mecânica de vapor, esquematizado na Figura 2, que empregava éter como fluido refrigerante. Seu invento concretizou a idéia originalmente concebida por Oliver Evans, que consistia em realizar a evaporação e a condensação dentro de um circuito fechado, permitindo a recirculação contínua do fluido refrigerante.

Na maior parte das aplicações, os sistemas de refrigeração têm como objetivo conservar alimentos frescos ou congelados, resfriar bebidas e produzir gelo. Dentre as diferentes categorias existentes no mercado, a refrigeração comercial – considerada um nicho para uso do CO₂ – responde por equipamentos com capacidade de refrigeração na faixa de 400 a 1000 W, na qual se enquadram os expositores verticais e horizontais, os balcões frigoríficos, as ilhas térmicas e as *vending machines*. Todos esses equipamentos se baseiam no princípio da compressão mecânica de vapor, que será detalhado a seguir.

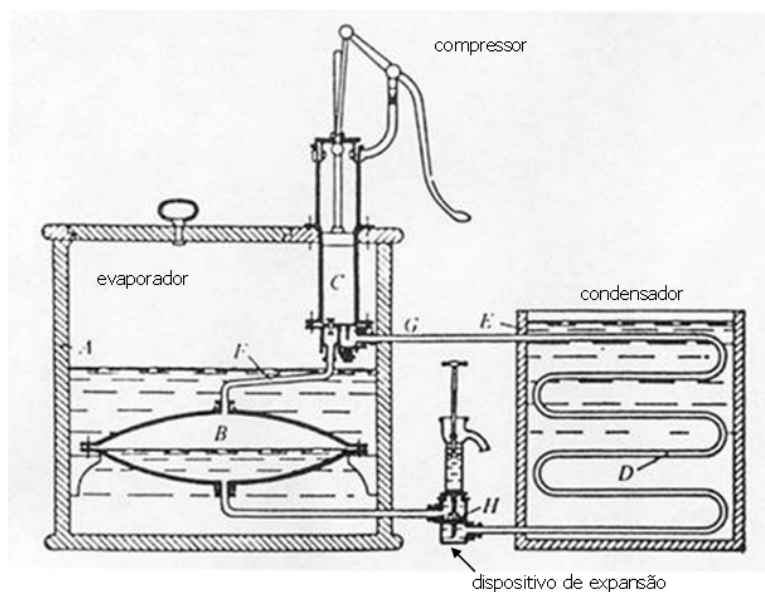


Figura 2 – Esquema do invento de Jacob Perkins (Gosney, 1982)

1.2.1 CICLO DE COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR

A Figura 3 mostra um diagrama pressão-entalpia ($p-h$), onde podem ser observados os quatro processos distintos que formam um ciclo padrão de refrigeração por compressão mecânica de vapor:

- 1-2 Compressão isentrópica ($s = \text{constante}$)
- 2-3 Rejeição isobárica de calor
- 3-4 Expansão isentálpica ($h = \text{constante}$)
- 4-1 Absorção isobárica de calor

No processo 1-2, o refrigerante é comprimido isentropicamente, partindo da condição de vapor saturado a pressão p_1 até a pressão p_2 , onde há apenas vapor superaquecido. No processo 2-3, o refrigerante libera calor isobaricamente com o auxílio de um trocador de calor. O processo de condensação inicia no ponto 3' e termina no ponto 3, onde há apenas líquido saturado. No processo 3-4, o refrigerante escoia através de um dispositivo de expansão, onde é expandido adiabaticamente. Nesse processo, a pressão é reduzida e parte do líquido evapora, originando uma mistura bifásica na entrada do evaporador (ponto 4). Entre os pontos 4 e 1, o líquido remanescente é evaporado isobaricamente através da absorção de calor do meio a ser refrigerado.

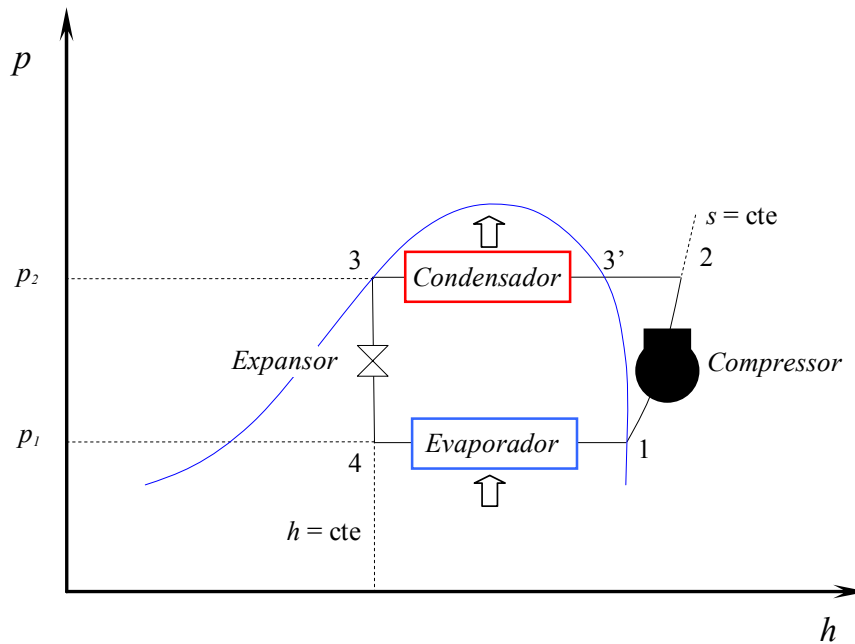


Figura 3 – Ciclo padrão de refrigeração em um diagrama $p-h$

O uso de fluidos refrigerantes com baixa temperatura crítica, como o R-744, dá origem aos ciclos transcíticos, caracterizados pela presença de pressões sub e supercríticas respectivamente nos lados de baixa e alta pressão do ciclo (Kim *et al.*, 2004). Nesse caso não ocorre a condensação entre os pontos 2-3, como mostra a Figura 4. A temperatura do fluido é reduzida por um arrefecedor de gás, sem que a pressão de alta seja afetada.

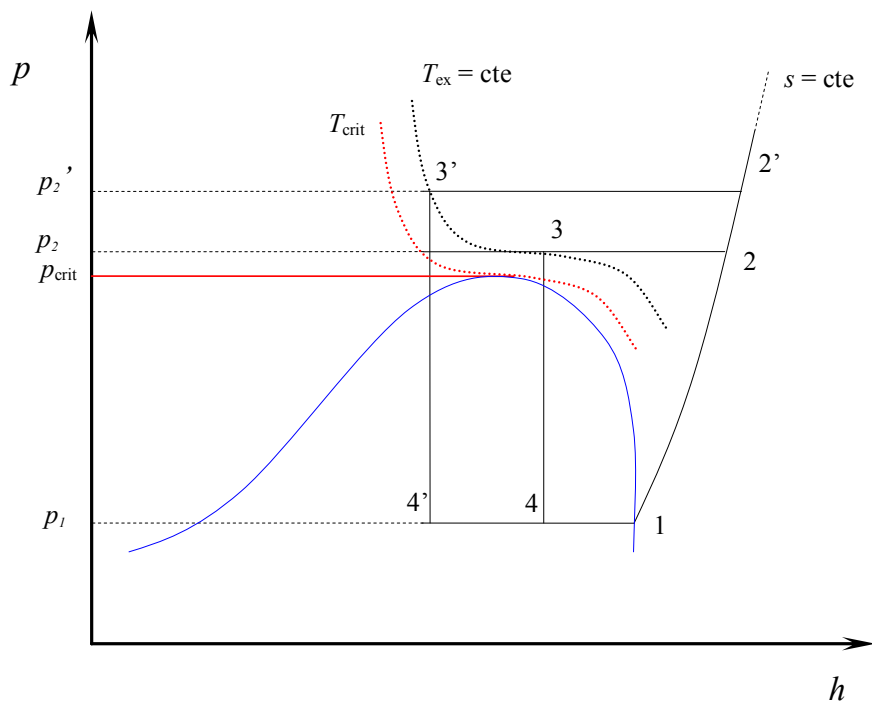


Figura 4 – Ciclo transcítico de CO_2 em um diagrama $p-h$

Em virtude da curvatura das isotermas na região supercrítica, a entalpia do ponto 3 e, conseqüentemente, o efeito refrigerante específico são fortemente afetados pela pressão de alta. Aumentando a pressão de alta de um valor p_2 para p_2' , por exemplo, desloca-se o ponto 4 para 4', aumentando o efeito refrigerante específico. Ao se elevar a pressão de alta, para uma dada condição de evaporação e temperatura ambiente, aumenta-se também o trabalho de compressão. Dessa forma, o coeficiente de performance do ciclo (COP)¹ aumenta até atingir um valor máximo. A partir desse ponto, o aumento do trabalho de compressão não é compensado pelo aumento do efeito refrigerante específico, de modo que o COP do ciclo diminui.

O COP de um ciclo transcrito, assumindo uma compressão isentrópica, é dado pela seguinte equação:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Tal equação permite determinar a pressão ótima de operação de um ciclo transcrito, como demonstrado no Apêndice I.

1.2.2 FLUIDOS REFRIGERANTES

Fluidos refrigerantes são as substâncias de trabalho utilizadas em sistemas de refrigeração com a função de realizar as trocas térmicas com os diferentes ambientes. Dentre tais fluidos, existe uma categoria especial, formada por substâncias naturalmente presentes na biosfera e não agressivas ao meio ambiente, denominada de refrigerantes naturais. Exemplos de refrigerantes naturais são: água, ar, dióxido de carbono, amônia e hidrocarbonetos.

A agressividade dos fluidos refrigerantes ao meio ambiente é quantificada através de dois indicadores, definidos como Potencial de Depleção da Camada de Ozônio (ODP) e Potencial de Aquecimento Global (GWP). Este último representa a massa de CO₂ necessária para absorver a mesma quantidade de radiação absorvida por um quilograma da substância em questão, em um dado período de tempo (IPCC, 2007).

¹ O coeficiente de performance (COP) é definido como a razão entre a taxa de transferência de calor retirada no evaporador (\dot{Q}_o) e a potência de compressão (\dot{W}) (Gosney, 1982).

Devido às características físico-químicas e termodinâmicas de cada substância, existem particularidades que devem ser incorporadas ao projeto de um sistema de refrigeração para que ele possa operar com um determinado tipo de refrigerante. A escolha de um refrigerante deve minimizar as características indesejáveis como toxicidade, inflamabilidade, perda de carga e agressividade ao meio ambiente. Aspectos relacionados ao custo, confiabilidade e eficiência termodinâmica também devem ser incorporados à análise (Lorentzen, 1994).

A Figura 5 mostra a linha de tempo relativa à utilização de alguns dos principais refrigerantes utilizados desde 1834. No início do século XX, os refrigerantes mais comuns eram a amônia (NH_3), o dióxido de enxofre (SO_2) e o dióxido de carbono (CO_2). Entretanto, como os dois primeiros são extremamente tóxicos, surgiram fortes pressões nos EUA para a eliminação completa dos refrigeradores domésticos (Kim *et al.*, 2004).

Para contornar esse problema, a General Motors montou, em 1930, uma equipe liderada por Thomas Midgley para identificar novos refrigerantes que não fossem tóxicos nem inflamáveis. O primeiro composto identificado foi o diclorodifluormetano (CCl_2F_2), também denominado R-12 ou Freon 12, membro da família dos CFCs. Devido à histeria existente na época acerca dos fluidos refrigerantes, os novos compostos só foram apresentados à sociedade dois anos após a sua descoberta. Os CFCs tiveram ampla aceitação por não serem tóxicos e tampouco inflamáveis, e por gerarem pressões relativamente baixas em relação ao CO_2 .

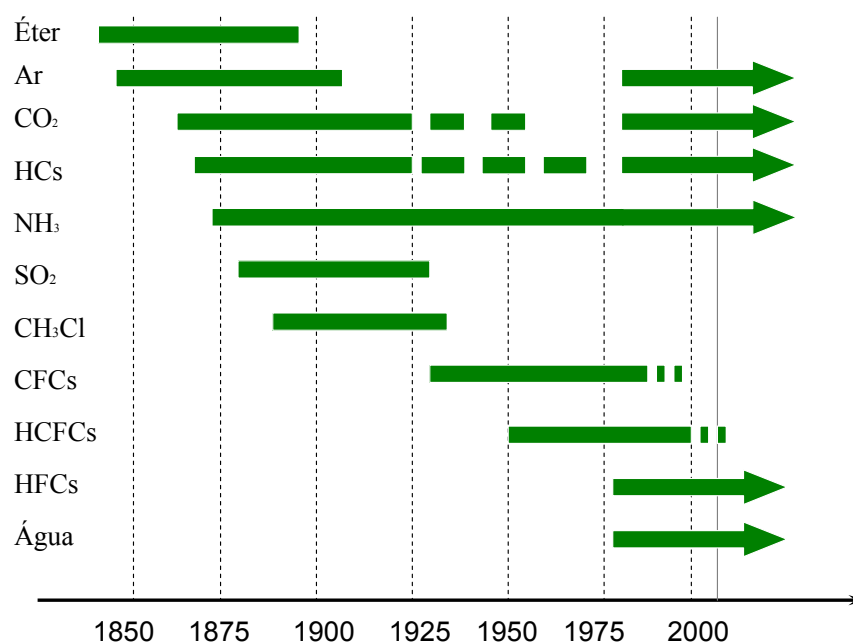


Figura 5 – Linha do tempo referente à utilização de refrigerantes (Pearson, 2005)

No entanto, em 1974, o Professor Sherwood Rowland e o Dr. Mario Molina, da Universidade da Califórnia, publicaram um artigo alertando que a emissão de compostos a base de cloro na atmosfera provocava uma redução na camada de ozônio da estratosfera. Isso fazia com que uma maior parcela da radiação ultravioleta emitida pelo sol atingisse a superfície terrestre, provocando um aumento da incidência de câncer de pele, de cataratas, além de efeitos negativos sobre a agricultura. O trabalho de Rowland e Molina serviu de base para o estabelecimento do Protocolo de Montreal, em 1987, com o objetivo de restringir a emissão de substâncias agressivas à camada de ozônio. Naquela época, o refrigerante HFC-134a, não agressivo à camada de ozônio, surgiu como a melhor alternativa para os sistemas de refrigeração domésticos e comerciais (Kim *et al.*, 2004).

Posteriormente, outros estudos de cunho ambiental foram realizados, quando se verificou que o HFC-134a era um dos responsáveis pelo aquecimento da atmosfera terrestre, também denominado de efeito estufa. Em 1997, estabeleceu-se um novo protocolo, denominado Protocolo de Kyoto, com a intenção de restringir a emissão de substâncias associadas ao efeito estufa.

Devido à real gravidade do problema e ao aumento constante das pressões governamentais, de grupos ambientalistas e da própria sociedade, a indústria de refrigeração tem buscado substâncias que não degradem a camada de ozônio, não contribuam para o efeito estufa e permitam o desenvolvimento de sistemas energeticamente eficientes.

Um dos pioneiros na retomada da utilização de refrigerantes naturais foi o Prof. Gustav Lorentzen (1915-1995), que re-introduziu o R-744 em sistemas de refrigeração. Em homenagem a seus esforços o *International Institute of Refrigeration* (IIR) promove, desde 1994, a conferência bienal *Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*, que tem o objetivo de divulgar e estimular o desenvolvimento de novas tecnologias que empregam substâncias naturais como fluidos de trabalho.

1.2.3 O DIÓXIDO DE CARBONO (CO₂, R-744)

O dióxido de carbono é uma molécula linear e apolar constituída por um átomo de carbono e por dois átomos de oxigênio, como mostra a Figura 6. É comumente obtido através de processos de combustão ou biológicos, podendo ser empregado na carbonatação

de bebidas, conservação de alimentos, tratamento de água, soldagem de metais, fabricação de papel, solvente orgânico, combate a incêndios e também como fluido refrigerante.

A Figura 7 apresenta um diagrama de fases para o CO_2 , na qual se observa que o valor da temperatura crítica dessa substância ($30,98^\circ\text{C}$) encontra-se próximo à temperatura ambiente.

Na indústria de refrigeração, o CO_2 é classificado como um fluido atóxico, não inflamável, de baixo custo e naturalmente presente na atmosfera. A Tabela 1 compara as características de alguns refrigerantes, onde se observa que o potencial de aquecimento global (GWP) dos HFCs, tais como o R-134a, R-407C e R-410A, chega a ser 1900 vezes superior ao do CO_2 .

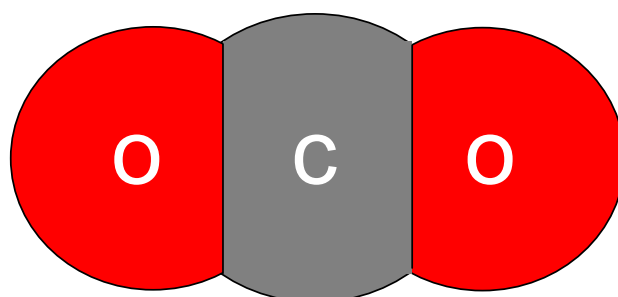


Figura 6 – Representação esquemática da molécula de CO_2

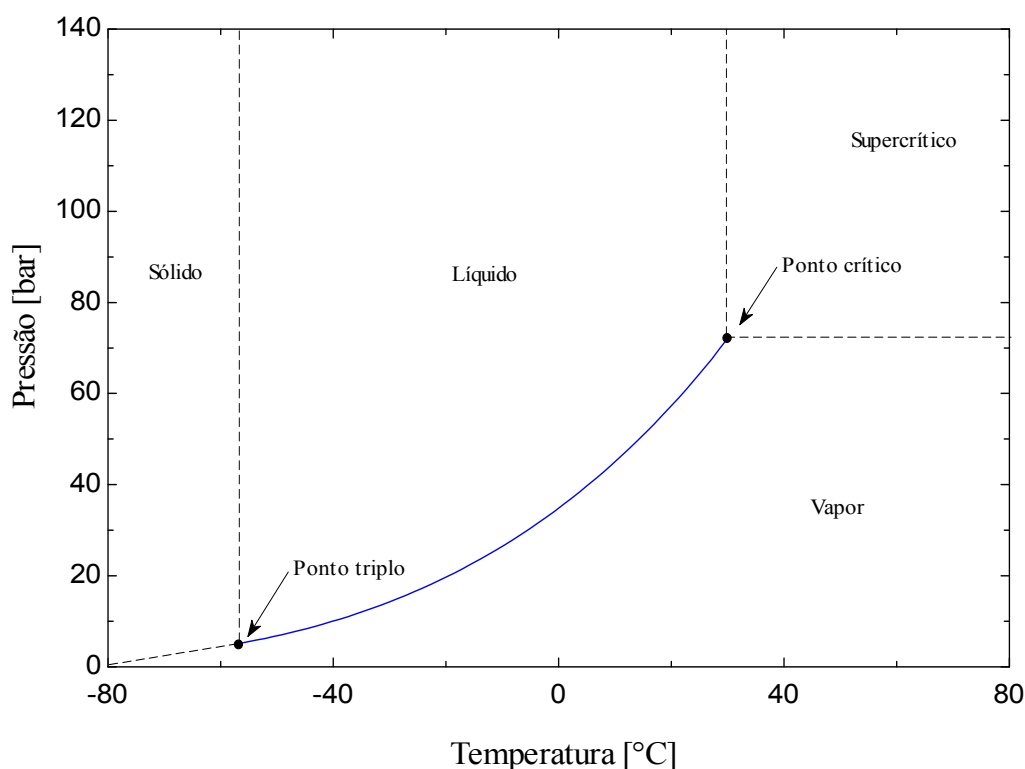


Figura 7 – Diagrama de fases do CO_2

Lorenzen (1994) argumenta que aproximadamente 350 ppm da atmosfera terrestre é constituída por CO₂, o que demonstra que seu uso como um fluido refrigerante é seguro. Mesmo se tratando de um dos gases responsáveis pelo aquecimento global, seu efeito é mínimo quando comparado aos refrigerantes convencionais. Além disso, o fluido que será empregado em sistemas de refrigeração não será produzido especificamente para essa finalidade, mas obtido de processos já existentes que o liberam como um subproduto.

Históricamente, o uso do R-744 como fluido refrigerante foi proposto por Alexander Twining em 1850 (Bodinus, 1999). No entanto, o primeiro sistema só foi construído em torno de 1860 por Thaddeus Lowe (Thevenot, 1979). Franz Windhausen desenvolveu consideravelmente a tecnologia e depositou uma nova patente em 1886, que foi adquirida pela companhia multinacional J. & E. Hall, a qual deu início à produção em escala em 1890 (Donaldson e Nagengast, 1994).

Tabela 1 – Características de alguns refrigerantes. Adaptado de Kim *et al.* (2004)

	R-12	R-22	R-134a	R-407C ^a	R-410A ^b	R-717	R-290	R-744
ODP/GWP ^c	1/8500	0,05/1700	0/1300	0/1600	0/1900	0/0	0/3	0/1
Flamabilidade/toxidade	N/N	N/N	N/N	N/N	N/N	S/S	S/N	N/N
Massa molecular (kg/kmol)	120,9	86,5	102,0	86,2	72,6	17,0	44,1	44,0
Ponto de ebulição normal ^d (°C)	-29,8	-40,8	-26,2	-43,8	-52,6	-33,3	-42,1	-78,4
Pressão crítica (MPa)	4,11	4,97	4,07	4,64	4,79	11,42	4,25	7,38
Temperatura crítica (°C)	112,00	96,00	101,10	86,10	70,20	133,00	96,70	30,98 ^h
Pressão reduzida ^e	0,07	0,10	0,07	0,11	0,16	0,04	0,11	0,47
Temperatura reduzida ^f	0,71	0,74	0,73	0,76	0,79	0,67	0,74	0,90
Capacidade de refrigeração ^g (kJ/m ³)	2.734	4.356	2.868	4.029	6.763	4.382	3.907	22.545

^a Mistura ternária de R-32/125/134a (23/25/52 %).

^b Mistura binária de R-32/125 (50/50 %).

^c Potencial de aquecimento global em relação a 100 anos (IPCC, 2007).

^d ASHRAE - 2001 handbook of fundamentals.

^e Relação entre a pressão de saturação a 0°C e a pressão crítica.

^f Relação entre 273,15K (0°C) e a temperatura crítica em Kelvin.

^g Capacidade de refrigeração volumétrica a 0°C.

^h Valor alterado conforme Span e Wagner (1996).

Por ser mais seguro que os outros refrigerantes, o R-744 foi amplamente utilizado como fluido de trabalho em embarcações e construções públicas durante o século XIX. No entanto, a partir de 1940, com o surgimento dos CFCs, ocorreu uma substituição gradativa devida a fatores como perda de capacidade e baixo COP em temperaturas do meio externo elevadas, vazamentos e custo das tubulações. Deve-se ainda mencionar o efeito das campanhas publicitárias favoráveis aos CFCs e o atraso na modernização dos equipamentos.

Mais recentemente, devido ao seu forte apelo ecológico, o R-744 vem despertando a atenção de pesquisadores, fato comprovado pelo aumento do número de publicações científicas em eventos de reconhecimento internacional, como a *Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids* (ver Figura 8).

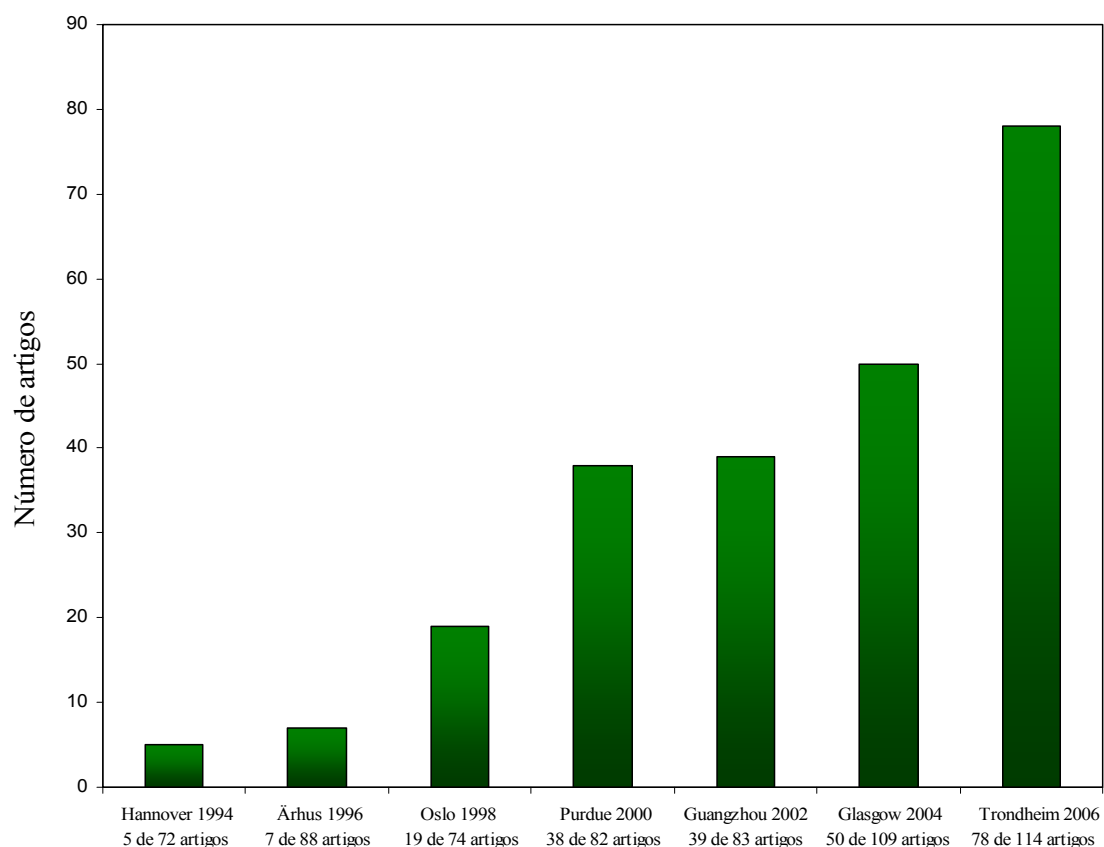


Figura 8 – Evolução do número de artigos relacionados ao uso de CO₂ como fluido refrigerante apresentados na IIR *Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*.

Adicionalmente, como o CO₂ apresenta densidades mais elevadas que os outros refrigerantes, os sistemas a base de R-744 apresentam capacidades de refrigeração volumétricas também mais elevadas. Além disso, o R-744 possui propriedades termodinâmicas e de transporte que favorecem a transferência de calor e reduzem as perdas de carga. As Figuras 9 e 10 mostram o forte efeito da temperatura respectivamente sobre a densidade e a viscosidade do R-744 na região próxima ao ponto crítico, onde as variações mais acentuadas são observadas.

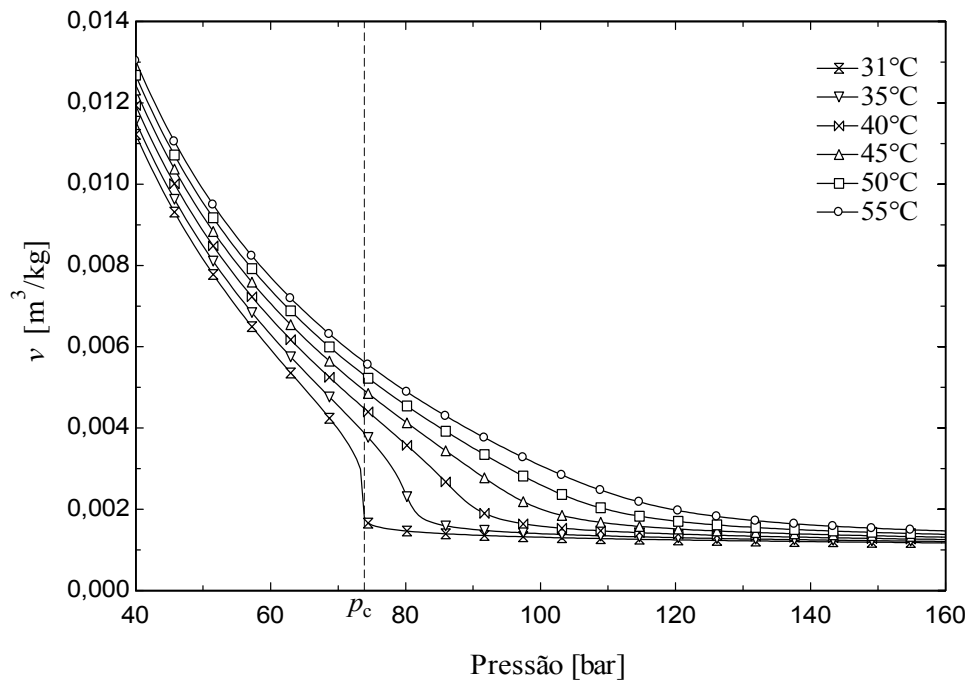


Figura 9 – Volume específico do R-744 abaixo e acima da pressão crítica para $T > T_c$

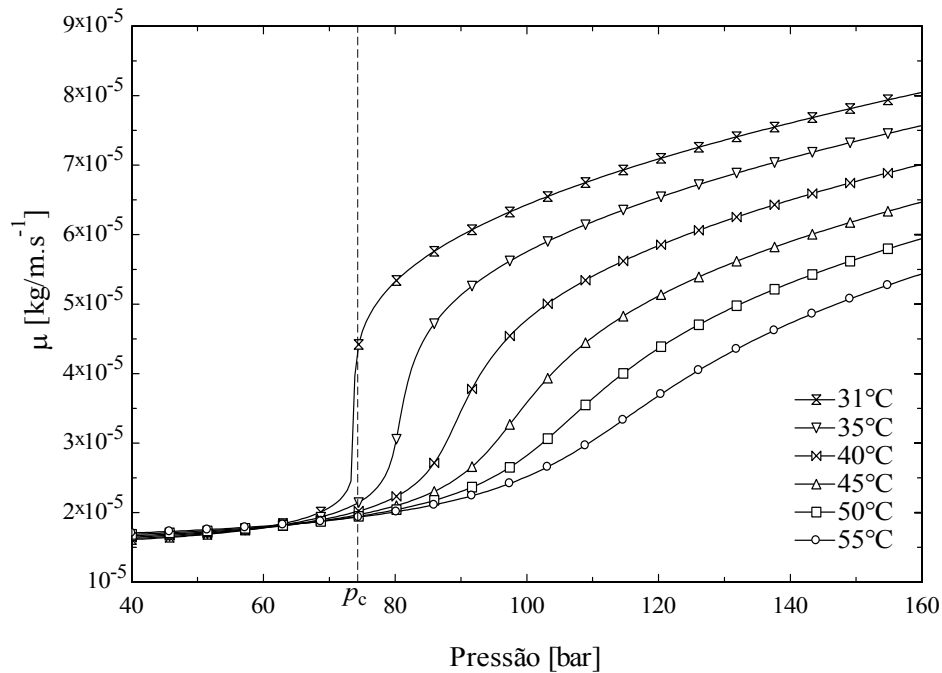


Figura 10 – Viscosidade do R-744 abaixo e acima da pressão crítica para $T > T_c$

1.2.4 TUBOS CAPILARES

Tubos capilares são obtidos através do processo de trefilação, no qual um tubo é tracionado através de uma matriz que determina o diâmetro final da peça. Tais dispositivos de expansão são normalmente confeccionados em cobre, têm baixo custo, não possuem

partes móveis e apresentam pequeno diâmetro (0,5 a 2,0 mm) e comprimento relativamente longo (1 a 6 m). Por outro lado, oferecem riscos de obstrução, dependem da carga de refrigerante para atingir a condição de operação desejada e causam perda na eficiência energética quando o sistema opera fora das condições de projeto. A Figura 11 mostra uma foto de dois rolos de tubos capilares na forma em que são normalmente comercializados.

O dimensionamento do tubo capilar afeta diretamente a eficiência energética do sistema, devendo ser feito com base na carga térmica e nas condições de operação. Uma vez definida a geometria do tubo capilar, não é mais possível ajustar a vazão de refrigerante em função da carga térmica ou da temperatura ambiente. Dessa forma, operações fora das especificações de projeto sempre causam reduções no COP do sistema.



Figura 11 – Tubo capilar de cobre

A Figura 12 ilustra o escoamento de um fluido refrigerante convencional através de um tubo capilar adiabático, a partir do condensador (1) até o evaporador (5). No ponto 2, o fluido encontra-se a uma pressão inferior à pressão de condensação devido à perda de carga na conexão de entrada. Na sequência, a pressão do fluido diminui linearmente devido aos efeitos viscosos, enquanto a temperatura se mantém constante. No ponto 3a, o escoamento atinge a condição de saturação, mas o fluido não vaporiza instantaneamente, caracterizando o início da região metaestável. No ponto 3, inicia-se a região bifásica do escoamento onde o refrigerante retorna à condição de equilíbrio termodinâmico no ponto 3b, permanecendo assim até o ponto 4. Na região bifásica, a perda de carga é provocada pelo atrito e pela aceleração do fluido, que aumenta gradativamente com o comprimento. Quando a velocidade do som é atingida na extremidade do tubo capilar a pressão de evaporação deixa de influenciar o escoamento. Nesse caso, a pressão no ponto 4 é denominada de pressão sônica ou de bloqueio. Na extremidade do tubo capilar, o

refrigerante é sujeito a uma expansão abrupta onde ondas de expansão promovem a redução da pressão do fluido até a pressão de evaporação (Gonçalves, 1994; Cunha, 2001).

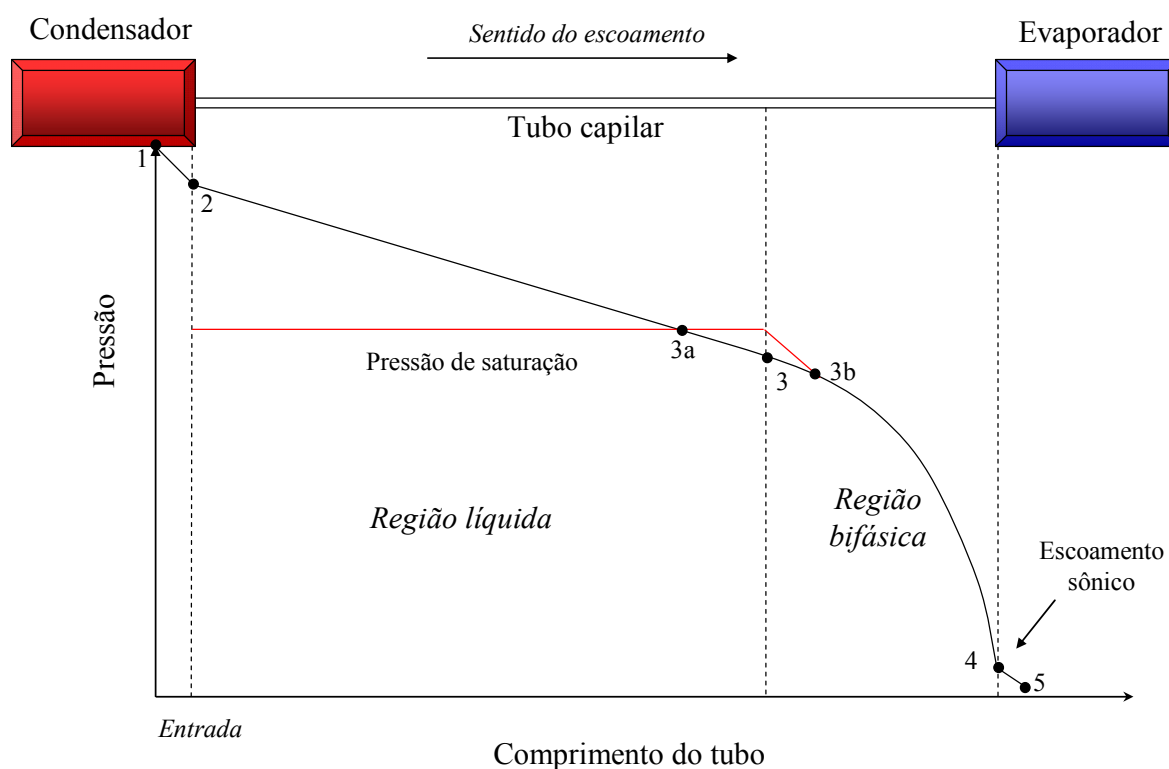


Figura 12 – Escoamento subcrítico através de tubos capilares adiabáticos

O escoamento transcrito de R-744 em tubos capilares, ilustrado na Figura 13, difere do anteriormente apresentado uma vez que o refrigerante encontra-se acima da pressão crítica na saída do arrefecedor de gás. O fluido inicia o processo de expansão a partir do ponto 2 no estado supercrítico, onde a queda de pressão associada aos efeitos viscosos e de aceleração também causam a redução da temperatura, provocando alterações no volume específico e na viscosidade do fluido. No ponto 3, a temperatura crítica é atingida, indicando o início da região transcrito. Os estados termodinâmicos presentes nessa região são caracterizados por pressões acima da pressão crítica e temperaturas abaixo da temperatura crítica. No ponto 4, a pressão do fluido iguala-se à pressão crítica dando início à região de líquido sub-resfriado, a partir da qual o comportamento do escoamento passa a ser semelhante ao descrito anteriormente. A Figura 14 auxilia na visualização das diferentes regiões do escoamento através de um diagrama $p-h$, onde também se observa uma leve inclinação da linha de expansão justificada pelas variações da energia cinética que ocorrem durante a expansão do fluido.

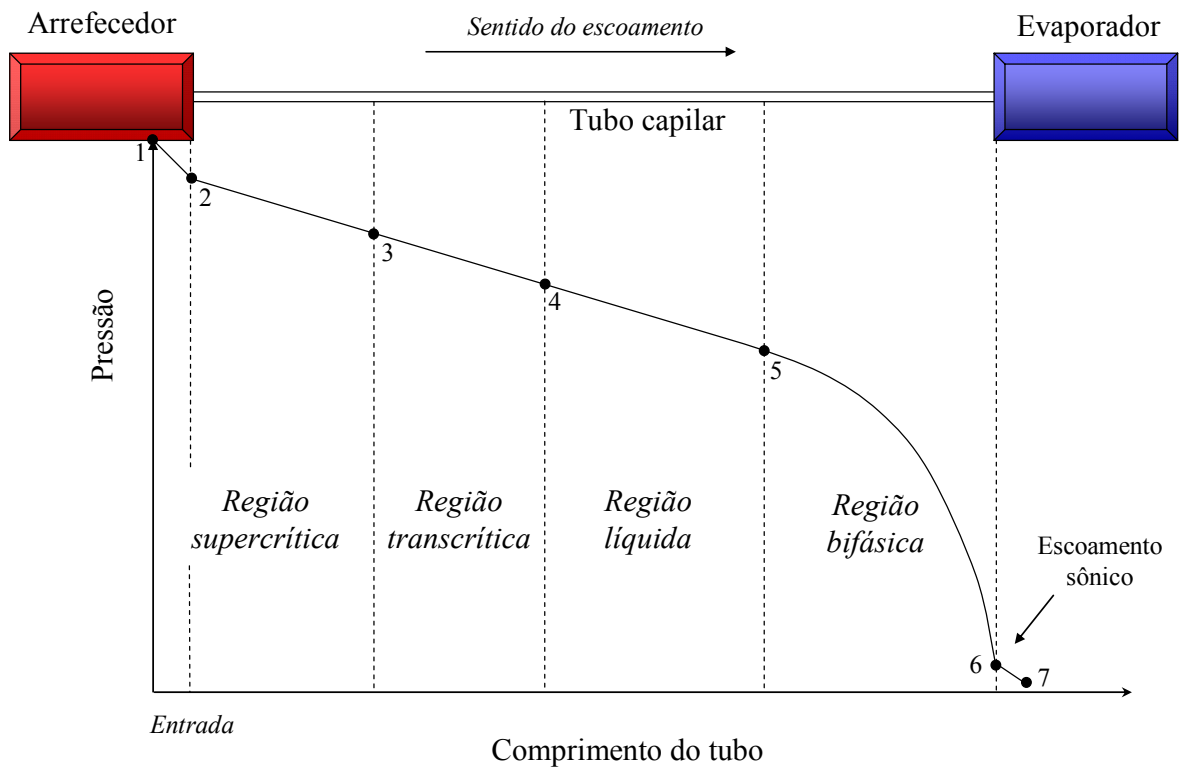


Figura 13 – Escoamento transcrito através de tubos capilares adiabáticos

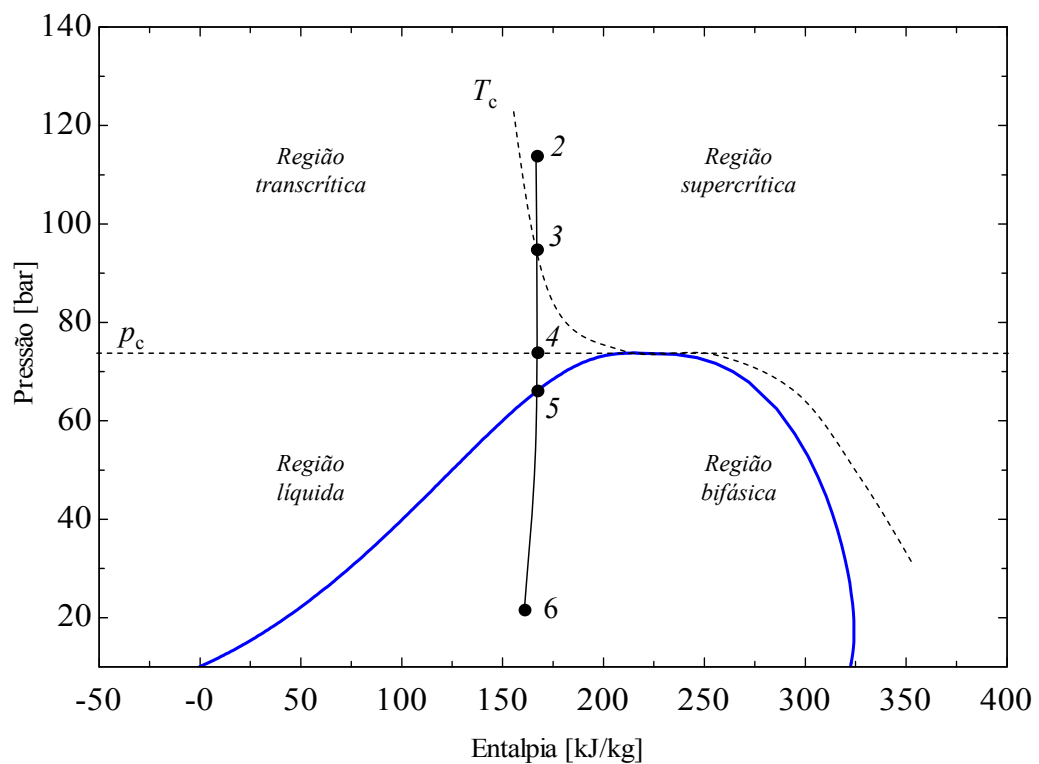


Figura 14 – Diagrama $p-h$ do escoamento transcrito através de tubos capilares adiabáticos

O uso de tubos capilares em sistemas comerciais de refrigeração elimina os custos de uma válvula de expansão, mas exige um dimensionamento adequado desse dispositivo,

a fim de manter a pressão de alta próxima da condição ótima de operação. Isso só pode ser obtido a partir de um amplo conhecimento do escoamento, objetivo maior deste trabalho.

1.3 OBJETIVOS E METODOLOGIA

O objetivo geral do presente trabalho consiste na investigação da expansão transcítica de R-744 através de tubos capilares adiabáticos com diferentes dimensões e sob condições de operação características de sistemas comerciais de refrigeração. Como objetivos específicos, pretende-se analisar experimentalmente a influência das diversas variáveis que governam o escoamento, bem como desenvolver um modelo matemático capaz de simular o escoamento em questão.

Assim, o trabalho foi conduzido em duas frentes, uma experimental e outra computacional. A primeira consiste no projeto e construção de uma bancada experimental, calibração dos equipamentos de medição, caracterização geométrica dos tubos capilares, planejamento dos experimentos, coleta de dados experimentais e análise dos resultados. A segunda frente compreende o desenvolvimento e validação de códigos computacionais para simular o escoamento transcítico de R-744 em tubos capilares adiabáticos.

1.4 ESTRUTURA DO DOCUMENTO

O presente documento foi estruturado em três partes. A primeira contém os capítulos 1 e 2, nos quais o trabalho é contextualizado, os objetivos são descritos e a revisão bibliográfica relacionada tanto à tubos capilares como ao refrigerante R-744 é apresentada. Na segunda parte, que compreende os capítulos 3 e 4, o trabalho experimental e os modelos matemáticos são discutidos. Na terceira e última parte do trabalho, constituída pelos capítulos 5 e 6, os resultados experimentais são apresentados e analisados, os modelos propostos são validados contra os dados experimentais e comparados entre si. As conclusões do trabalho são também discutidas e sugestões para futuros trabalhos são propostas.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 RETROSPECTIVA HISTÓRICA

Os primeiros registros de estudos relacionados ao escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares datam do início do século XX. A influência desse dispositivo sobre o desempenho dos sistemas de refrigeração, associada à dificuldade de dimensionamento, deu início a investigações científicas mais detalhadas sobre tal escoamento.

Swart (1946) apresentou os cuidados necessários à utilização de tubos capilares não-adiabáticos em sistemas de refrigeração. Em adição, o autor propôs um procedimento semi-empírico, com base na equação de Darcy, para estimar o comprimento do tubo capilar para determinadas condições de operação. Swart (1946) constatou que a queda de pressão é linear no início do escoamento e se intensifica durante o processo de mudança de fase.

Staebler (1948) tabulou dados experimentais com o objetivo de auxiliar no dimensionamento de tubos capilares não-adiabáticos, utilizados em sistemas de refrigeração, que empregam os refrigerantes R-12 e R-22. O deslocamento volumétrico do compressor, a vazão mássica e a temperatura de condensação são as variáveis de entrada necessárias para utilização das tabelas. No entanto, o método apresenta limitações práticas uma vez que se aplica apenas a trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção com 1,2 m de comprimento.

Lathrop (1948) sugeriu que as válvulas de expansão, comumente empregadas em sistemas herméticos de baixa capacidade, fossem substituídas pelos tubos capilares. O autor mostrou graficamente a influência do diâmetro interno, do comprimento, do diferencial de pressão e do grau de sub-resfriamento sobre a vazão mássica de refrigerante

que escoam através do tubo capilar. Além disso, o autor concluiu que a rugosidade, a transferência de calor, os tipos de refrigerante e de óleo também exercem efeitos sobre o escoamento. Adicionalmente, o autor criticou o método *cut-and-try*, muito empregado na época, para dimensionar tubos capilares. Propôs ainda um método gráfico para o dimensionamento desse dispositivo, válido para os refrigerantes R-12 e R-22.

Bolstad e Jordan (1948) testaram tubos capilares adiabáticos com R-12 em diferentes condições de operação empregando um aparato que permitia a medição das temperaturas e pressões ao longo do tubo capilar. Os autores concluíram que o escoamento é turbulento, que existe uma região líquida e outra bifásica, que a região bifásica é a principal responsável pela queda de pressão, que o escoamento é compressível e que o refrigerante pode atingir a velocidade do som na extremidade do tubo. Além da parte experimental, os autores propuseram um modelo algébrico baseado nas equações da conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento para o dimensionamento de tubos capilares adiabáticos.

Prosek (1953) propôs um método gráfico para determinar o comprimento de tubos capilares adiabáticos em função do diâmetro interno, da temperatura de condensação e da vazão mássica. No entanto, o trabalho experimental baseou-se em testes realizados com ar escoando através do tubo capilar, o que restringiu consideravelmente o seu uso, pois aspectos relacionados com a mudança de fase do refrigerante foram desconsiderados.

Whitesel (1957) investigou o escoamento de R-12 através de tubos capilares adiabáticos tanto teórica como experimentalmente. O autor propôs um modelo algébrico para o cálculo da vazão mássica em função de condições geométricas e de operação. Apesar de ter varrido uma ampla faixa de aplicações, obteve dados do refrigerante apenas com líquido saturado na entrada do tubo capilar, o que impediu que o modelo captasse o efeito do grau de sub-resfriamento.

Cooper *et al.* (1957) geraram um amplo banco de dados experimentais para o escoamento em tubos capilares adiabáticos operando com R-22. Os autores também desenvolveram um modelo para o cálculo do comprimento da região bifásica com base na integração analítica da equação da conservação da quantidade de movimento, utilizando um o número de Reynolds médio para estimar o fator de atrito. Durante seus experimentos, verificaram que os valores calculados para o comprimento eram sempre menores que os reais. Os autores também investigaram o escoamento com auxílio de um tubo capilar de vidro, constatando que a posição da região de mudança de fase oscilava consideravelmente, localizando-se sempre após o ponto previsto teoricamente. Em outras

palavras, o fluido permanecia no estado líquido após a condição de saturação ter sido atingida, o que caracteriza um escoamento metaestável. A mesma conclusão foi posteriormente corroborada por Mikol e Dudley (1964).

Ungar *et al.* (1960) investigaram experimentalmente o escoamento de R-12 em de tubos capilares, com o refrigerante tanto no estado de líquido saturado como sub-resfriado na entrada do tubo. Analisaram também a influência causada tanto pelo enrolamento do tubo capilar como pela presença de óleo, concluindo que o enrolamento era responsável por reduções de até 16% na vazão mássica, enquanto o óleo elevava a vazão em até 8%.

Mikol e Dudley (1964) desenvolveram um aparato experimental que permitiu a visualização do escoamento de fluidos refrigerantes através de tubos capilares adiabáticos. Ao comparar os escoamentos em tubos capilares de vidro e de cobre, os autores observaram diferenças significativas na vazão mássica. Concluíram que o tipo de material empregado na confecção do tubo capilar afeta o escoamento, de modo que os tubos de cobre não podem ser considerados lisos. A análise dos dados experimentais identificou a correlação de Moody (1944) como a mais adequada para estimar o fator de atrito.

A ASTM (*American Society for Testing Materials*) publicou, em 1976, uma norma técnica estabelecendo regras para a fabricação de tubos capilares de cobre para aplicações de refrigeração. Os principais requisitos estabelecidos contemplavam a composição do cobre, as características do processo, o procedimento para amostragem, testes de rejeição de lote e cuidados para embalagem e transporte. Um aspecto importante da norma foi o estabelecimento de limites para a variação máxima dos diâmetros interno ($\pm 0,025$ mm) e externo ($\pm 0,051$ mm) do tubo capilar.

Sweedyk (1981) fez uma ampla revisão dos trabalhos publicados sobre tubos capilares, percebendo que pouco se fez de 1960 a 1980. Seus estudos abordaram os efeitos da rugosidade, do diâmetro interno, além de aspectos relacionados aos procedimentos de teste, seleção e fabricação. Sweedyk (1981) observou diferenças na vazão mássica de nitrogênio seco em tubos capilares de mesmo comprimento e diâmetro interno, mas procedentes de diferentes fornecedores. Tais discrepâncias foram atribuídas à variações nos métodos de fabricação, que alteravam tanto a rugosidade como o diâmetro interno. Os procedimentos empregados por Sweedyk (1981) foram mais tarde padronizados pela norma ANSI/ASHRAE 28 (1996).

Kujipers e Janssen (1983) desenvolveram uma bancada para investigar o escoamento de R-12 em tubos capilares adiabáticos, quando observaram variações na vazão mássica de até 12% que foram atribuídas ao fenômeno da metaestabilidade. Os

autores foram os primeiros a apresentar uma medição adequada do diâmetro interno dos tubos capilares empregados em seus trabalhos, através de medições da vazão mássica de água e R-11 líquido. Apesar de terem obtido um grande número de pontos experimentais, o diâmetro interno dos tubos testados foi mantido fixo em 1,0 mm.

As incertezas de medição de temperatura, pressão e fluxo de massa são fundamentais para se estimar a incerteza das correlações desenvolvidas. Wijaya (1991) foi o primeiro a apresentar tais informações, ao investigar experimentalmente o escoamento do HFC-134a e CFC-12 através de tubos capilares adiabáticos.

2.2 TRABALHOS RECENTES

Melo *et al.* (1992) apresentaram um modelo computacional para calcular o fluxo de massa através de tubos capilares adiabáticos. Os resultados foram validados contra dados experimentais obtidos com os refrigerantes CFC-12 e HFC-134a. O modelo foi usado para explorar os efeitos do diâmetro interno, do fator de atrito e da metaestabilidade como forma de mostrar os graus de liberdade dos modelos numéricos e enfatizar a importância de dados experimentais confiáveis.

Gonçalves (1994) desenvolveu uma bancada experimental para analisar o comportamento de tubos capilares adiabáticos, operando com os refrigerantes R-12, R-134a e R-600a. A vazão mássica foi obtida em várias condições operacionais e com diversas geometrias para gerar um banco de dados capaz de suportar o desenvolvimento de modelos computacionais. Mais de 890 pontos experimentais foram obtidos com as incertezas de medição devidamente mapeadas.

Boabaid Neto (1994) desenvolveu e implementou computacionalmente um modelo para análise do desempenho de tubos capilares adiabáticos operando com os refrigerantes R-12, R-134a e R-600a. O autor obteve dados experimentais com o objetivo de validar seu modelo e identificar as correlações empíricas para o fator de atrito e para a viscosidade bifásica mais adequadas, uma vez que tais parâmetros são graus de liberdade do modelo. O autor concluiu que os ganhos em precisão não são compensados pelo aumento no tempo computacional e na complexidade envolvida ao considerar fenômenos como a metaestabilidade, a tridimensionalidade do escoamento e a separação de fases.

Yilmaz e Ünal (1996) propuseram um modelo algébrico para o dimensionamento de tubos capilares adiabáticos, que foi validado com dados experimentais para os

refrigerantes R-11, R-113, R-114, R-12, R-22, R-134a e R-600a. As previsões do modelo se mantiveram dentro de uma faixa de erro de $\pm 20\%$ em relação aos dados. O modelo considera o volume do refrigerante constante na região monofásica e utiliza um ajuste para a determinação do volume específico em função da pressão na região bifásica, permitindo a solução analítica das equações diferenciais governantes.

Chung (1998) apresentou um modelo computacional para simular o escoamento de refrigerantes puros e de misturas através de tubos capilares, assumindo a região bifásica como homogênea. O modelo foi obtido com base nas equações de conservação da massa, de energia e de quantidade de movimento, empregando a pressão como variável independente. Ele validou seu modelo contra dados experimentais referentes aos refrigerantes R-152a, R-134a, R-22, R-407C e R-410A para vazões mássicas na faixa de 1,4 a 158,8 kg/h.

Cunha (2001) adaptou uma bancada experimental existente para estudar o escoamento adiabático de R-22 em tubos capilares voltados para aplicação em sistemas comerciais de refrigeração. Os testes experimentais foram planejados estatisticamente empregando-se um projeto fatorial misto com dois níveis para a temperatura de condensação e grau de sub-resfriamento, e três níveis para o diâmetro interno e para o comprimento do tubo capilar. A pressão de saída não foi considerada como variável, pois o escoamento estava bloqueado em todas as situações. Correlações empíricas para estimar o fluxo de massa também foram propostas. Verificou-se que as correlações obtidas por análise de variância forneceram um desvio máximo de aproximadamente 3% em relação aos dados experimentais, enquanto um desvio de 7% foi observado para a correlação adimensional.

Hermes (2006) apresentou diferentes estratégias para modelar o escoamento através de tubos capilares adiabáticos e não-adiabáticos. As equações governantes foram integradas no domínio da pressão e a temperatura na saída da linha de sucção foi obtida através de uma efetividade para o trocador de calor. A abordagem adotada aumentou a estabilidade numérica e a velocidade computacional. O modelo foi validado contra cerca de 1200 pontos experimentais, quando se observou que mais de 80% das previsões do modelo se situam dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$ em relação aos dados experimentais.

A Tabela 2 mostra um resumo dos trabalhos relacionados à caracterização do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares realizados no POLO Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica da Universidade Federal de Santa Catarina,

onde se observa a carência de estudos dirigidos ao uso de tubos capilares em sistemas de refrigeração empregando R-744 como fluido refrigerante, objetivo maior do presente trabalho.

Tabela 2 – Histórico dos estudos sobre escoamentos em tubos capilares realizados no POLO

Ramo experimental				
Ano	Fluido Refrigerante	Arranjo	Experimentos	Referência
1994	CFC-12	Adiabático	288	Gonçalves (1994)
1995	HC-600a	Adiabático	189	Melo <i>et al.</i> (1999)
1995	HFC-134a	Adiabático	572	Melo <i>et al.</i> (1999)
1995	Dimetil-Ether	Adiabático	59	Melo <i>et al.</i> (1995)
1996	HFC-134a	Lateral	50	Mendonça (1996)
1998	HFC-134a	Concêntrico	214	Zangari (1998)
2002	HC-600a	Concêntrico	30	Melo <i>et al.</i> (2002)
2004	HCFC-22	Adiabático	64	Melo <i>et al.</i> (2004)
2003	R-404a	Adiabático	32	Melo <i>et al.</i> (2004)
2003	R-407c	Adiabático	32	Melo <i>et al.</i> (2004)
2003	R-507a	Adiabático	32	Melo <i>et al.</i> (2004)
Ramo computacional				
Ano	Características do modelo			Referência
1992	Revisão das estratégias de modelagem, escoamento adiabático			Melo <i>et al.</i> (1992)
1994	Formulação integral, escoamento adiabático e homogêneo			Boabaid Neto (1994)
1995	Formulação diferencial, escoamento não-adiabático e homogêneo			Mezavila (1995)
1996	Formulação diferencial, escoamento não-adiabático e não homogêneo			Seixlack (1996)
2000	Formulação diferencial, escoamento dinâmico não adiabático			Hermes (2000)
2006	Formulação linearizada, escoamento não adiabático e homogêneo			Hermes (2006)

2.3 ESCOAMENTO TRANSCRÍTICO DE R-744 EM TUBOS CAPILARES

Chen e Gu (2005) desenvolveram um modelo matemático para simular o escoamento transcrito de R-744 através de tubos capilares não-adiabáticos, permitindo a análise da influência do diâmetro interno, da transferência de calor, da pressão de evaporação e da pressão de descarga sobre o comprimento do tubo capilar. Apesar das simulações terem sido realizadas em diferentes condições de operação, os dados obtidos não foram validados experimentalmente.

Madsen *et al.* (2005) exploraram o uso de tubos capilares como elementos de controle da pressão de alta em sistemas operando com R-744 com o objetivo de maximizar o coeficiente de performance. Os dados obtidos experimentalmente foram comparados com os resultados de um modelo matemático, com erros na faixa de -20 a +8%. Os autores observaram que a redução do COP em relação à condição ótima de funcionamento é mais acentuada nas proximidades do ponto crítico. No entanto, devido às limitações geométricas e operacionais, os resultados obtidos não se aplicam ao segmento de refrigeração comercial.

Cao *et al.* (2007) simularam o escoamento de R-744 através de tubos capilares para avaliar a influência da pressão e temperatura na entrada, do diâmetro interno, e da vazão mássica sobre o comprimento do tubo. Os autores observaram que mantendo os demais parâmetros fixos, o comprimento do tubo capilar aumenta com a elevação da pressão na entrada e diminui com o aumento da temperatura. A pressão na saída do tubo capilar não apresentou influência significativa sobre o comprimento do tubo capilar. Dados experimentais não foram apresentados neste trabalho.

Agrawal e Bhattacharyya (2007a) simularam o ciclo transcrito de R-744 em uma bomba de calor equipada com um tubo capilar não-adiabático. Os efeitos das temperaturas do arrefecedor de gás e de evaporação, do diâmetro do tubo capilar e do comprimento do trocador de calor sobre a performance do sistema foram explorados. Eles concluíram que a troca de calor entre o capilar e a linha de sucção é favorecida pela redução da temperatura de evaporação e pela redução do comprimento da região adiabática na entrada do capilar. Observaram também que o aumento da temperatura do fluido na saída do arrefecedor de gás provoca um aumento inicial da taxa de transferência de calor seguido por um decréscimo, devido à maior presença de vapor na região do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção.

Agrawal e Bhattacharyya (2007b) desenvolveram um modelo computacional para dimensionar tubos capilares adiabáticos empregados em bombas de calor. Os resultados foram comparados com dados experimentais obtidos por outros autores. Sob o efeito de variações provocadas na temperatura ambiente, o tubo capilar se mostrou tão eficiente quanto uma válvula de expansão para manter a pressão de alta próxima do valor ótimo de operação. No entanto, os resultados obtidos não se aplicam ao setor de refrigeração comercial que exige fluxos de massa mais reduzidos.

A revisão bibliográfica mostra que são escassos os trabalhos numéricos e principalmente experimentais referentes ao escoamento de R-744 através de tubos capilares. A falta de uma base de dados específica e confiável para a faixa de aplicação de refrigeração comercial reforça o caráter inédito do presente trabalho.

2.4 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Como o desempenho dos sistemas de refrigeração equipados com tubos capilares depende fortemente do correto dimensionamento desse componente, vários estudos numéricos e experimentais sobre o assunto foram realizados desde o início do século XX.

No ramo experimental, as variáveis que regem o escoamento foram identificadas e a forte influência do diâmetro interno do tubo sobre a vazão mássica de refrigerante foi comprovada. No ramo de modelagem, observou-se que o emprego de modelos unidimensionais, homogêneos na região bifásica e que desprezam a metaestabilidade facilita o trabalho de implementação sem comprometer a qualidade dos resultados. Também foi identificada a importância da escolha de correlações adequadas para a viscosidade na região bifásica e para o fator de atrito.

De uma forma geral, observou-se a falta de uma base de dados consistente e específica para aplicações de refrigeração comercial, obtida através de experimentos rigorosos com R-744 em tubos capilares adiabáticos. Ao mesmo tempo, percebe-se a carência de modelos matemáticos adequados para simular o escoamento transcrito de R-744. Tais fatos motivaram a realização do presente trabalho.

3 TRABALHO EXPERIMENTAL

3.1 INTRODUÇÃO

A análise experimental foi desenvolvida com base em uma bancada de testes, constituída basicamente por um sistema de refrigeração instrumentado, com pleno controle sobre as variáveis de interesse.

Os parâmetros operacionais (pressão e temperatura do fluido na entrada do tubo capilar) e geométricos (comprimento e diâmetro interno do tubo capilar) foram variados dentro de faixas adequadas ao setor de refrigeração comercial. Os testes foram planejados estatisticamente, através da técnica conhecida como projeto fatorial (Box *et al.*, 1978), com o objetivo de minimizar o número de experimentos sem perda de informações.

As incertezas de medição foram estimadas com base nas recomendações apresentadas pelo “Guia para a Expressão da Incerteza de Medição” (INMETRO, 2003). As principais fontes de erro associadas com cada variável foram identificadas, o que permitiu a determinação da incerteza expandida relacionada à medição. Os detalhes envolvidos neste processo são apresentados nos Apêndices II e III.

3.2 BANCADA DE TESTES DE TUBOS CAPILARES

Devido às elevadas pressões envolvidas no ciclo de refrigeração transcrito operando com R-744, construiu-se uma bancada experimental capaz de suportar pressões de até 130 bar. Por esse motivo, optou-se pela utilização de tubulações e conexões de aço inox. Antes de iniciar a construção da bancada, foram projetados os sistemas de medição, controle e aquisição de dados e os subsistemas de refrigeração e elétrico. Dispositivos de segurança também foram especificados nessa fase. Alguns componentes foram

desenvolvidos com base em resultados de modelos computacionais que permitiam a simulação detalhada do sistema de refrigeração. Itens mais específicos como o visor de fluido, separador de óleo e o arrefecedor de gás foram projetados e manufaturados exclusivamente para este trabalho, uma vez que não estavam disponíveis no mercado. A Figura 15 mostra uma fotografia da bancada experimental.

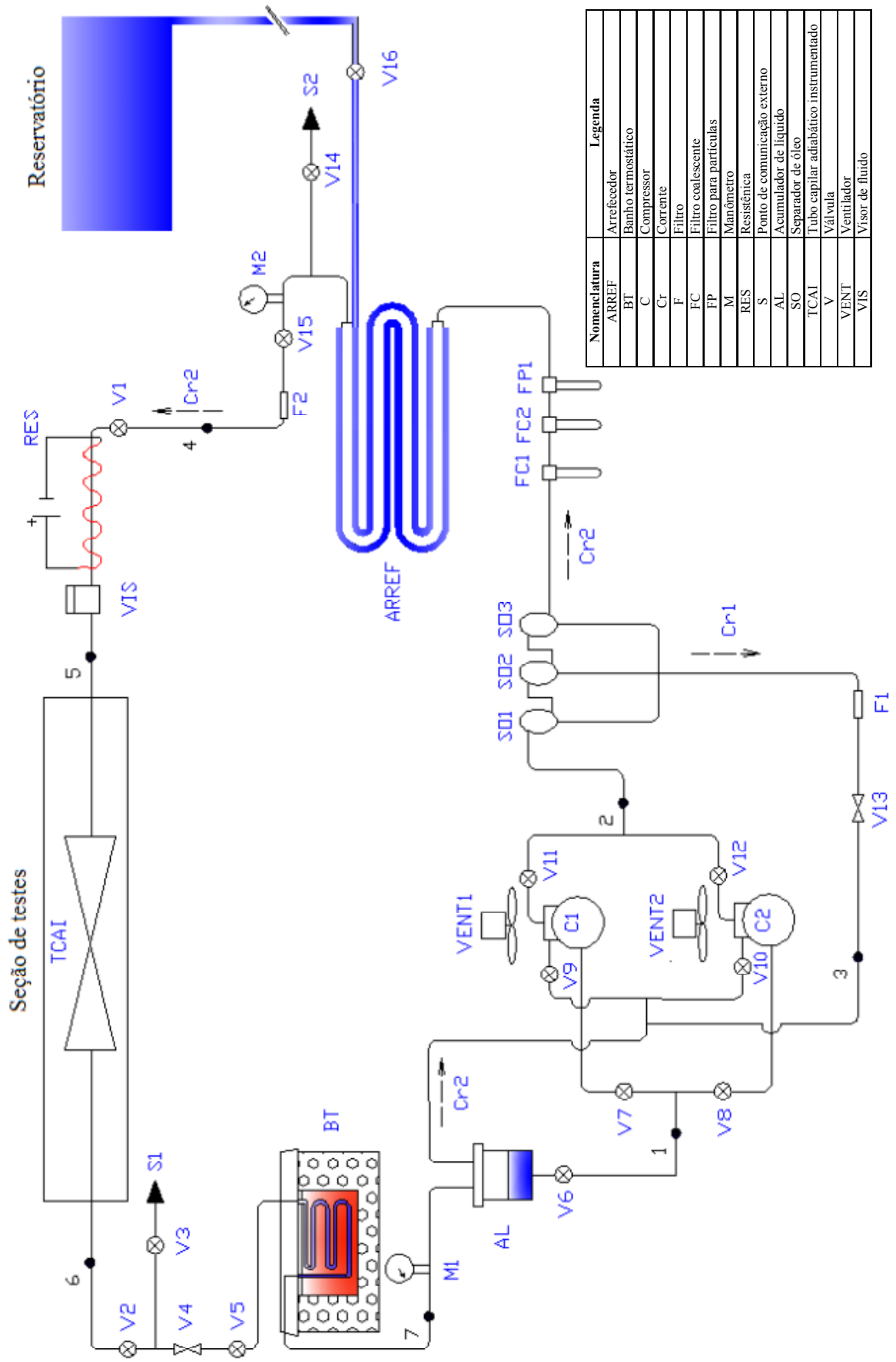
Os subsistemas de refrigeração e a seção de testes são descritos a seguir, enquanto os subsistemas elétrico e de aquisição e medição de dados são detalhados nos Apêndices IV e V respectivamente. Informações adicionais sobre os principais componentes utilizados são apresentadas no Apêndice VI.



Figura 15 – Foto da bancada experimental de tubos capilares adiabáticos para o escoamento de R-744

3.2.1 SUBSISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Os principais detalhes do subsistema de refrigeração são apresentados na Figura 16, onde podem ser observados os componentes empregados nas etapas de rejeição e absorção de calor, bem como na compressão e expansão do fluido refrigerante. Também são indicados os componentes utilizados para os controles da temperatura e das pressões de operação, além da seção onde foram instalados os separadores de óleo e filtros para minimizar a quantidade de óleo que escoo no tubo capilar.



Nomenclatura	Legenda
ARREF	Arrefecedor
BT	Banho termostático
C	Compressor
Cr	Corrente
F	Filtro
FC	Filtro coalescente
FP	Filtro para partículas
M	Manômetro
RES	Resistância
S	Ponto de comunicação externo
AL	Acumulador de líquido
SO	Separador de óleo
TCAI	Tubo capilar adiabático instrumentado
V	Válvula
VENT	Ventilador
VIS	Visor de fluido

Figura 16 – Representação esquemática do subsistema de refrigeração

Durante o funcionamento da bancada, o fluido refrigerante é bombeado por dois compressores herméticos alternativos de $1,75 \text{ cm}^3$ (C1 e C2) ligados em paralelo, que podem ser acionados simultaneamente para ampliar a faixa de vazão de refrigerante em circulação. O resfriamento das carcaças é obtido através de dois ventiladores (VENT1 e VENT2) direcionados sobre as aletas de cada cabeçote, como mostra a Figura 17.

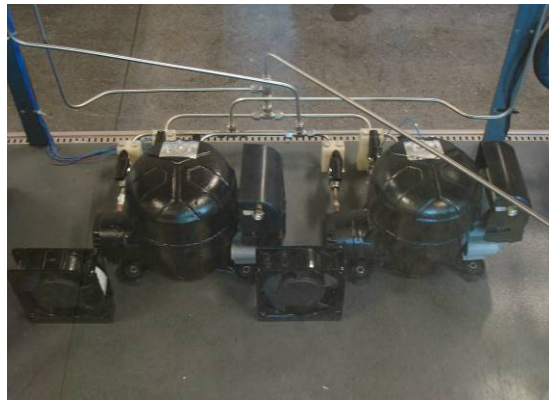


Figura 17 – Compressores e ventiladores

Após a compressão, o fluido passa por três separadores de óleo (SO1, SO2 e SO3) onde existe um *bypass* para a linha de sucção. O fluido passa ainda por dois filtros coalescentes (FC1 e FC2) e um filtro para partículas (FP1), para evitar a presença de óleo na secção de testes. De acordo com as informações do fabricante, os compressores continham uma carga de 150 ml de óleo POE (Polioléster) com viscosidade ISO 68. A Figura 17 mostra os separadores de óleo e os filtros.

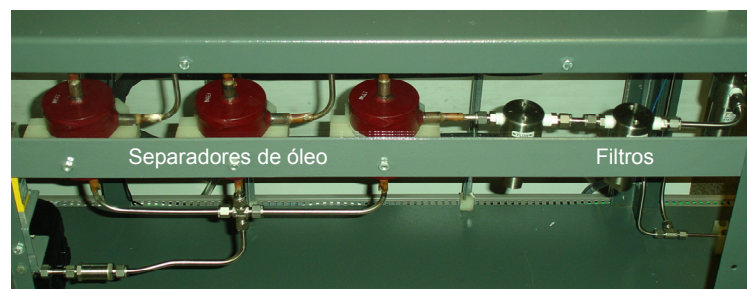


Figura 18 – Separadores de óleo e filtros

A pressão do lado de alta é controlada por uma válvula agulha (V13) acoplada a um servomotor comandado por um sistema de controle do tipo PID (Proporcional-Integral-Derivativo). Para garantir um retorno adequado de óleo aos compressores, a válvula V13 é sempre mantida com uma pequena abertura. Nos períodos em que a bancada está

desligada, as válvulas V6, V7 e V8 são abertas para que o óleo retido no acumulador de líquido (AL) possa retornar aos compressores.



Figura 19 – Válvula e servomotor empregados no controle da pressão de alta

O fluido refrigerante é resfriado no arrefecedor (ARREF), por onde circula água com a vazão controlada pela abertura da válvula V16. Nessa etapa, a temperatura do fluido atinge um valor inferior ao desejado na entrada do tubo capilar, sendo reaquecido por uma resistência elétrica (RES) controlada por outro PID, a fim de ajustar o valor da temperatura na entrada do tubo capilar.

A pressão do lado de baixa é controlada pela ação conjunta de um banho termostático (BT) e de uma válvula agulha (V4).

Os manômetros (M1 e M2) são empregados para monitorar respectivamente as pressões de baixa e alta. A bancada possui dois pontos de comunicação com o ambiente externo (S1 e S2) para realização de vácuo e carga de fluido refrigerante, além de um acumulador de líquido (AL) para proteger o compressor contra golpes de líquido.

Durante os experimentos observou-se que a abertura da válvula V13 eleva a pressão de baixa, independentemente da temperatura do banho termostático (BT). Adicionalmente, observou-se que a atuação da resistência elétrica (RES) eleva a pressão de alta.

Os estados do fluido refrigerante ao longo da bancada de testes são representados esquematicamente na Figura 20.

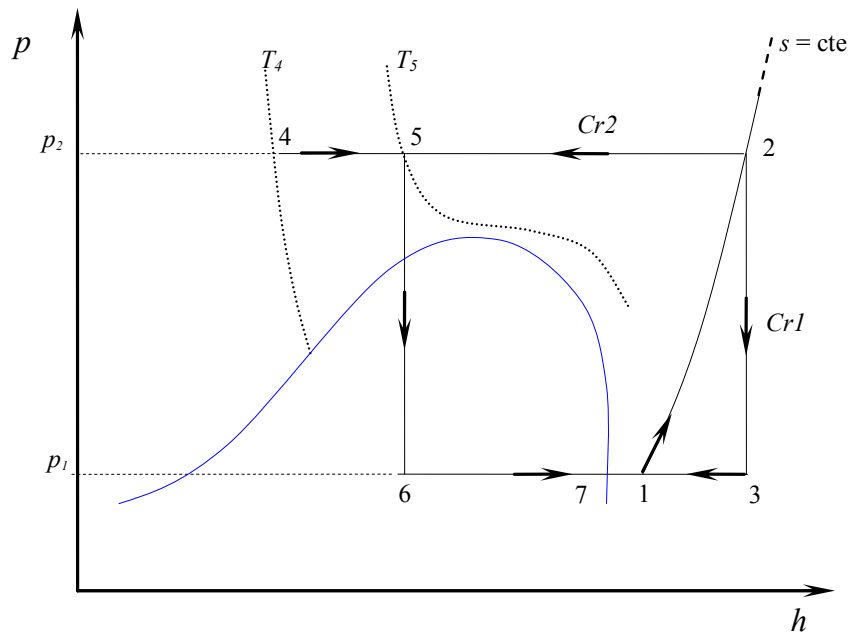


Figura 20 – Estados do fluido refrigerante ao longo da bancada de testes

Na etapa 1-2, a pressão é elevada de p_1 a p_2 pelos compressores (C1 e C2). Parte do fluido refrigerante retorna pelo *bypass* e é expandido até o ponto 3 pela válvula V13, enquanto a fração restante é resfriada pelo arrefecedor (ARREF) até o ponto 4. A temperatura T_5 , na entrada do capilar, é obtida com auxílio da resistência elétrica (RES). Na etapa 5-6, o fluido é expandido através do tubo capilar. O líquido restante é evaporado no evaporador na etapa 6-7. O fluido refrigerante, oriundo do ponto 7, mistura-se com a corrente proveniente do ponto 3, resultando no ponto 1.

3.3 SEÇÃO DE TESTES

A Figura 21 mostra um esquema da seção de testes. O tubo capilar (TCAI) é mantido reto e horizontal através das bases de fixação (BF1 e BF2). O isolamento térmico é formado por blocos de espuma rígida de poliestireno (ERP), com 15 cm de espessura, comprimidos dentro de uma caixa de madeira (CM). A válvula V2 possui um parafuso para regular a tração aplicada no tubo capilar. O tubo de extensão (TE) é substituído de acordo com o comprimento do tubo capilar a ser testado.

A temperatura do fluido refrigerante na entrada do tubo capilar é medida através de uma sonda de imersão (SI) do tipo T, enquanto as temperaturas na saída e ao longo do tubo são medidas por termopares (TT) também do tipo T, com 0,15 mm de diâmetro, fixados na superfície externa do tubo com fita adesiva.

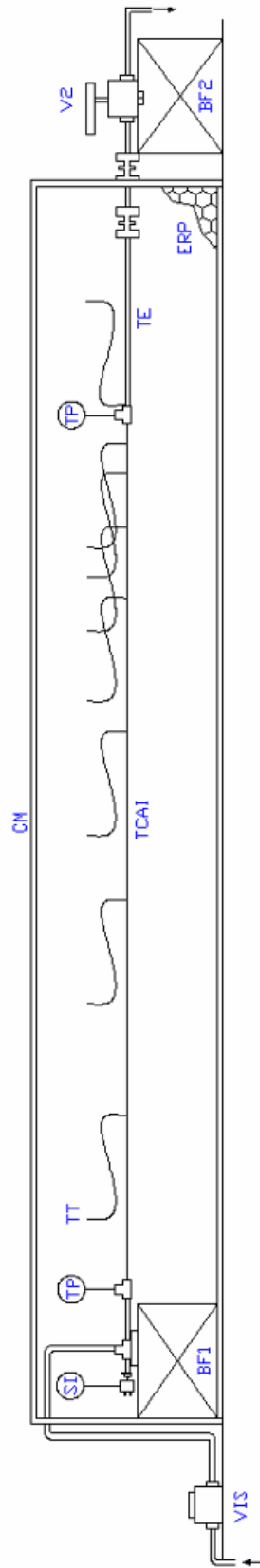


Figura 21 – Ilustração da seção de testes

Uma fita plástica foi colocada entre os termopares (TT) e o tubo capilar para evitar ruídos de natureza elétrica. Além disso, empregou-se pasta térmica para reduzir a resistência de contato. As temperaturas foram medidas com incertezas máximas de $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$.

A pressão na entrada e na saída do tubo capilar é medida por transdutores de pressão absoluta (TP). Os transdutores (TP) são ligados aos pontos de medição por tubos capilares de 0,55 mm de diâmetro interno. As incertezas de medição da pressão foram estimadas em $\pm 0,1$ bar para o transdutor no lado de alta e em $\pm 0,05$ bar para o transdutor no lado de baixa pressão.

A bancada experimental também permite a visualização do fluido refrigerante na entrada da seção de testes através do visor (VIS), apresentado na Figura 22, que possui uma janela de vidro com 15 mm de espessura.



Figura 22 – Vista superior do visor de fluido instalado na entrada da seção de testes

A Figura 23 mostra um corte longitudinal da região de entrada no tubo capilar (TCAI). A sonda de imersão (SI) é presa por uma estrutura cônica de teflon (1), que ao ser comprimida pelo aperto da rosca (2), deforma-se e impede o vazamento do fluido refrigerante. O ponto de medição da temperatura do fluido (3) situa-se a aproximadamente 3 cm da extremidade do tubo capilar (5), que se encontra alinhado com o ponto de medição da pressão (4).

Os tubos capilares foram fixados empregando-se pedaços de tubo de cobre de 6,35 mm ($\frac{1}{4}$ ") de diâmetro externo (8), amassados e brasados em uma das extremidades (6) e presos através de conexões no lado oposto (7). A Figura 24 mostra uma fotografia de um tubo capilar de 4 m de comprimento fixado e instrumentado com termopares, antes (a) e depois (b) da colocação do material isolante.

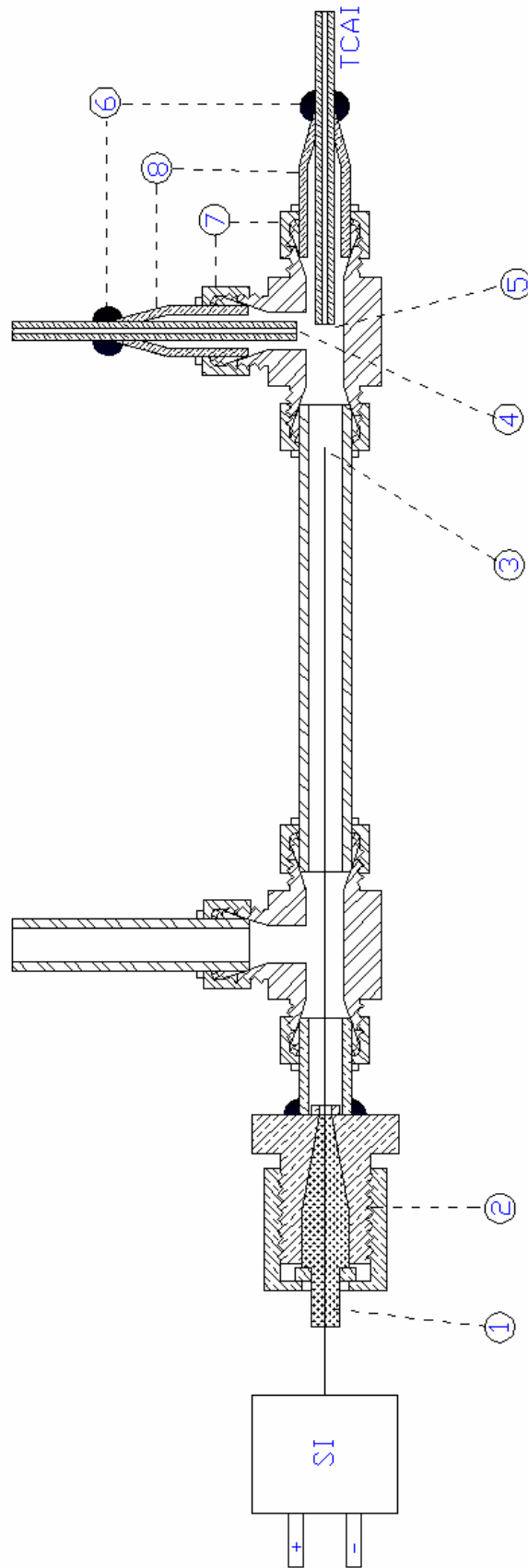


Figura 23 – Detalhe da instrumentação na entrada do tubo capilar

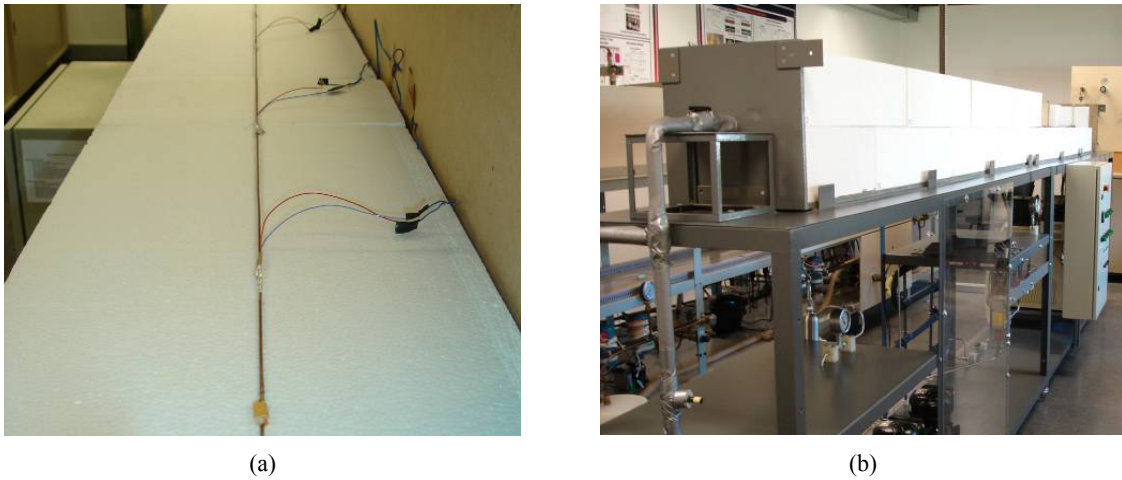


Figura 24 – Fotos da seção de testes: (a) tubo capilar instrumentado e (b) colocação do material isolante

A vazão mássica foi medida por um transdutor de vazão do tipo coriolis, instalado a montante da seção de testes, como mostra a Figura 25. Essa variável foi medida com uma incerteza de medição máxima de $\pm 0,04$ kg/h.

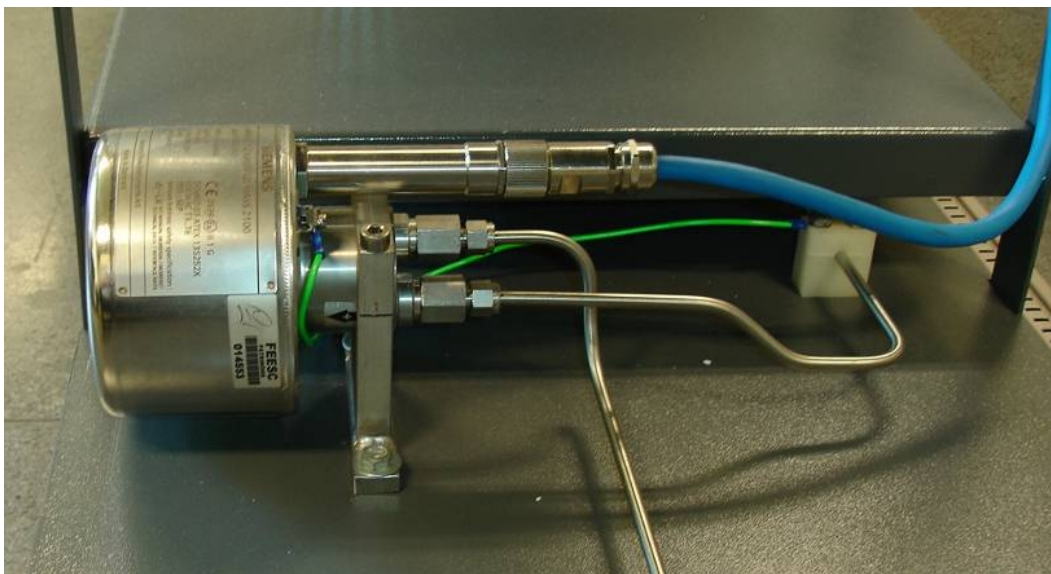


Figura 25 – Transdutor de vazão mássica tipo coriolis

A caracterização geométrica dos tubos capilares e o cálculo das incertezas associadas a esse processo são apresentados no Apêndice III. As incertezas de medição máximas foram estimadas em $\pm 0,03$ mm para o diâmetro interno e em $\pm 0,3$ mm para o comprimento do tubo capilar. A Tabela 3 mostra uma comparação entre os valores nominais e medidos do diâmetro interno, mostrando diferenças de até 10% para um dos tubos testados.

Tabela 3 – Comparação entre os diâmetros internos nominais e medidos dos tubos capilares

Diâmetro nominal [mm]	Diâmetro medido [mm]	Diferença em relação ao valor nominal [%]
0,50	0,55	10
0,64	0,64	0
0,79	0,83	5

3.4 PROCEDIMENTO OPERACIONAL

Antes da realização dos testes, a bancada deve ser carregada com refrigerante. Para tanto, o sistema é inicialmente evacuado durante um período mínimo de 3 h para eliminar o ar atmosférico presente no circuito. Em seguida, o circuito é carregado com nitrogênio até atingir pressões próximas de 50 bar. A pressão interna do circuito e a temperatura ambiente são monitoradas, procurando-se eventuais vazamentos com espuma de detergente. Após a correção dos vazamentos, a bancada é novamente evacuada antes da carga definitiva de R-744. As operações de vácuo e carga são realizadas através do ponto de comunicação (S1).

Para iniciar um teste, deve-se ajustar a temperatura da sala em 23°C, ligar o sistema de aquisição, a chave geral (CG), a chave seletora do banho quente (SBQ), a chave seletora dos transdutores de pressão (STP), a chave seletora do controle de pressão de alta (SPID1), a chave seletora do controle de temperatura (SPID2), abrir a válvula de alimentação de água no arrefecedor (V16) e, finalmente, acionar as chaves seletoras dos compressores (SC1 e SC2). A Figura 26 mostra o painel de comando da bancada.

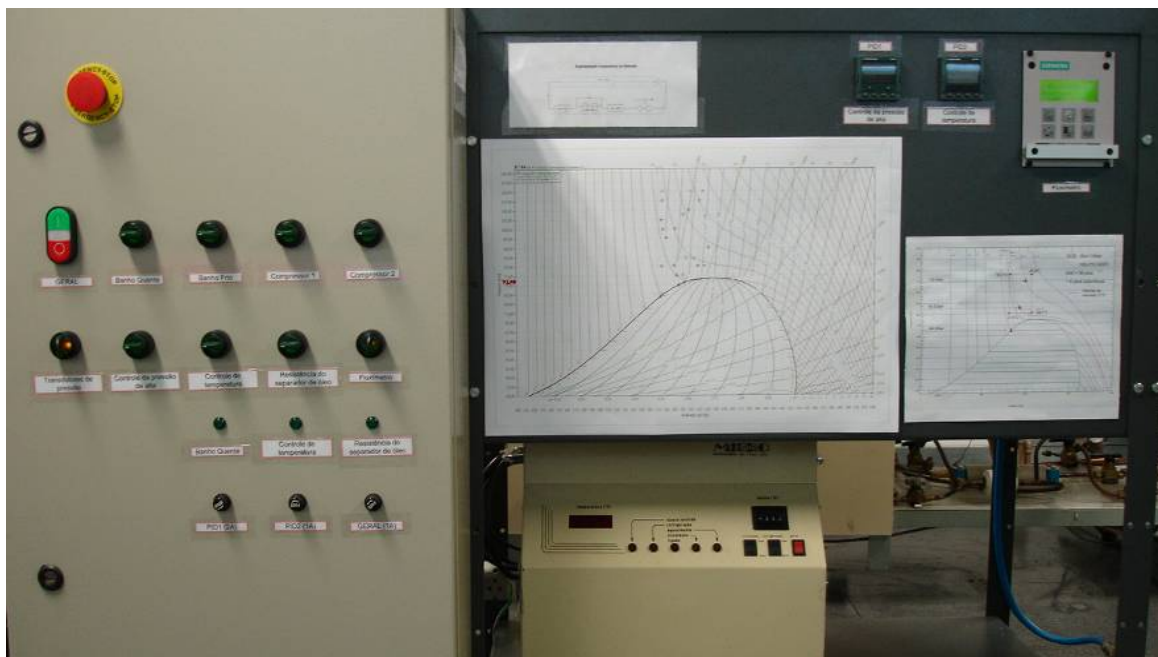


Figura 26 – Painel de comando da bancada experimental

Como a pressão do lado de baixa é influenciada pela abertura da válvula do *bypass* (V13), deve-se compensar esse efeito através do ajuste manual da válvula posicionada na entrada do evaporador (V4). Caso a abertura da válvula V13 seja excessiva para uma dada condição de teste, deve-se reduzir a carga de refrigerante do sistema. Após todos os ajustes, inicia-se a gravação dos dados.

A troca do tubo capilar não exige a substituição da carga de refrigerante, pois é possível isolar a seção de testes com auxílio das válvulas V1 e V5. Após a montagem do tubo capilar, as operações de vácuo e pressurização com nitrogênio são executadas apenas na seção de testes.

3.5 IDENTIFICAÇÃO DO REGIME PERMANENTE

Para identificar se a bancada está ou não operando em regime permanente foi necessário empregar um procedimento estatístico com foco nas principais variáveis operacionais.

Primeiramente, as variáveis eram representadas graficamente como uma função do tempo, o que permitia a identificação visual de um intervalo onde as variações pudessem ser consideradas simultaneamente desprezíveis. Desse intervalo, coletavam-se 51 leituras consecutivas, correspondentes a aproximadamente um minuto de gravação. Tal critério foi adotado para que as amostras possuíssem um número estatisticamente significativo de leituras, sendo capazes de representar o valor médio instantâneo da variável (Doebelin, 1995; Moffat, 1988).

Considerava-se que o teste estava em regime permanente quando as seguintes condições eram atendidas para todas as variáveis no mesmo intervalo de tempo:

$$DP_a \leq DP_{max} \quad (2)$$

$$|y_t - y_0| \leq 3DP_a \quad (3)$$

onde DP_a representa o desvio padrão da amostra, DP_{max} o desvio padrão máximo aceitável e y_0 e y_t são, respectivamente, os valores da variável no início e no final do intervalo, calculados a partir de um ajuste linear em função do tempo. A Figura 27 descreve graficamente o critério empregado, onde a inclinação da função $y(t)$ foi intencionalmente

exagerada para facilitar a visualização de $|y_t - y_0|$. Os valores máximos aceitáveis foram obtidos com base nas incertezas de medição de cada variável, como mostra a Tabela 4.

Tabela 4 – Parâmetros de regime permanente

Grandeza	DP_{max}
Temperatura [°C]	0,1
Pressão [bar]	0,07
Vazão mássica [kg/h]	0,1

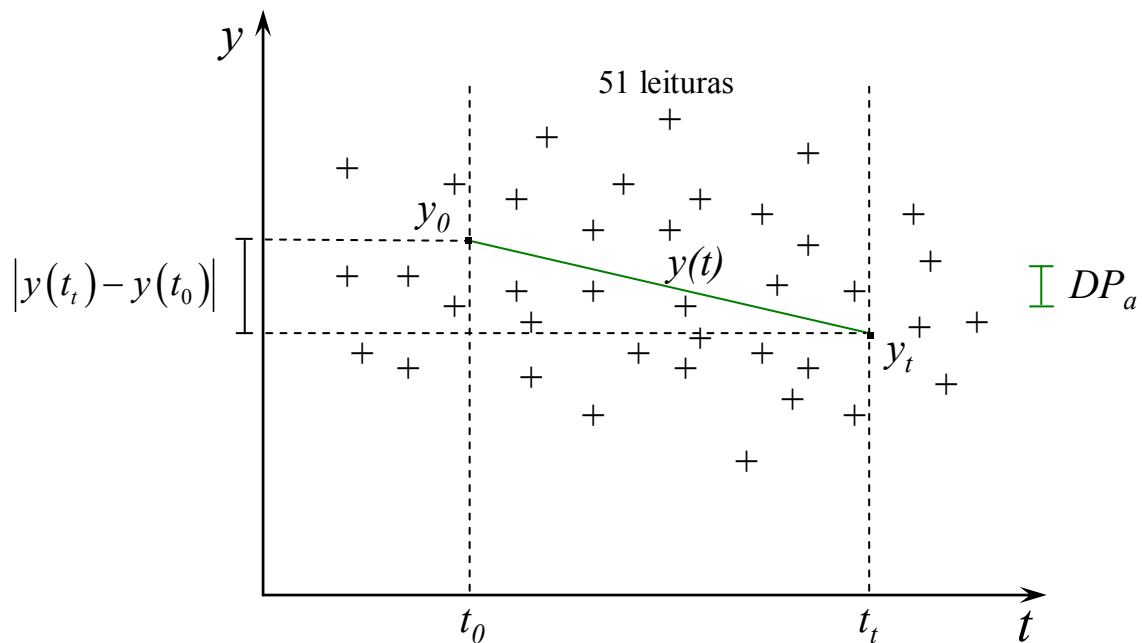


Figura 27 – Representação gráfica do critério de regime permanente

3.6 PLANEJAMENTO DOS EXPERIMENTOS

Com a finalidade de estimar o efeito que as variáveis de controle exercem sobre a variável resposta através de um número mínimo de testes experimentais, optou-se por planejar os experimentos com o auxílio de uma técnica estatística conhecida como projeto fatorial (Box *et al.*, 1978). De acordo com tal técnica, os testes são definidos através da combinação de fatores em diferentes níveis, onde os fatores representam as variáveis controladas e os níveis representam os diferentes valores atribuídos a cada variável. Por exemplo, a pressão na entrada é considerada um fator, enquanto os níveis são 80 e 115 bar.

3.6.1 PROJETO FATORIAL

Para elaborar um projeto fatorial, seleciona-se primeiramente um número fixo de níveis para cada fator. Em seguida, monta-se a matriz de projeto com todas as combinações possíveis e, na seqüência, obtém-se experimentalmente a variável resposta associada com cada uma das condições (Box *et al.*, 1978).

Os dados são analisados através do cálculo dos efeitos, que representam a influência das variáveis independentes sobre a variável resposta quando um nível é modificado do valor inferior para o superior. Existem efeitos principais, associados com uma única variável independente, e efeitos combinados, que surgem quando o efeito de uma determinada variável também depende do nível no qual se encontram as demais.

3.6.2 MATRIZ DOS EXPERIMENTOS E CÁLCULO DOS EFEITOS

Os experimentos foram planejados com base nas faixas de operação de equipamentos de refrigeração comercial. A Tabela 5 apresenta os valores escolhidos para os níveis de cada variável independente, na qual os símbolos (-), (+-) e (+) representam respectivamente os níveis inferior, intermediário e superior. O motivo do uso da entalpia na entrada (h_e) como variável será explicado a seguir.

Tabela 5 – Níveis das variáveis do planejamento experimental

Variável	(-)	(+-)	(+)
D^* [mm]	0,50	0,64	0,79
L [mm]	2000,0	-	4000,0
p_e [bar]	80,0	-	115,0
h_e [kJ/kg]	160,0	-	206,2

* Valores nominais

O diâmetro interno do tubo capilar foi a única variável analisada com três níveis devido à sua influência não-linear sobre a vazão mássica, uma vez que $\dot{m} \sim (\rho \Delta p D^5 / L)$ (Gonçalvez, 1994; Cunha, 2001).

As dimensões dos tubos capilares foram escolhidas com o auxílio do modelo matemático descrito no Capítulo 4, para que o intervalo de variação da vazão mássica se situasse entre 10 e 15 kg/h, valores típicos de refrigeração comercial.

Os níveis da pressão e da temperatura na entrada do tubo capilar foram escolhidos em função da temperatura ambiente, que determina a temperatura do refrigerante na saída

do arrefecedor de gás. Foram consideradas temperaturas na saída do arrefecedor de 28 a 45°C. O efeito da temperatura na entrada do tubo capilar foi analisado indiretamente através da entalpia do fluido refrigerante. Dessa maneira, evitaram-se expansões a direita do ponto crítico, geradas durante a combinação das variáveis, que se deve à curvatura das isotermas na região supercrítica.

A Figura 28 mostra uma comparação entre os estados termodinâmicos do fluido refrigerante na entrada do tubo capilar empregando a temperatura e a entalpia como variável independente em um projeto fatorial. Observa-se que se a temperatura for empregada como variável, a combinação da isoterma de 45°C com a pressão de 80 bar origina uma condição na entrada do tubo capilar fora da região de aplicação.

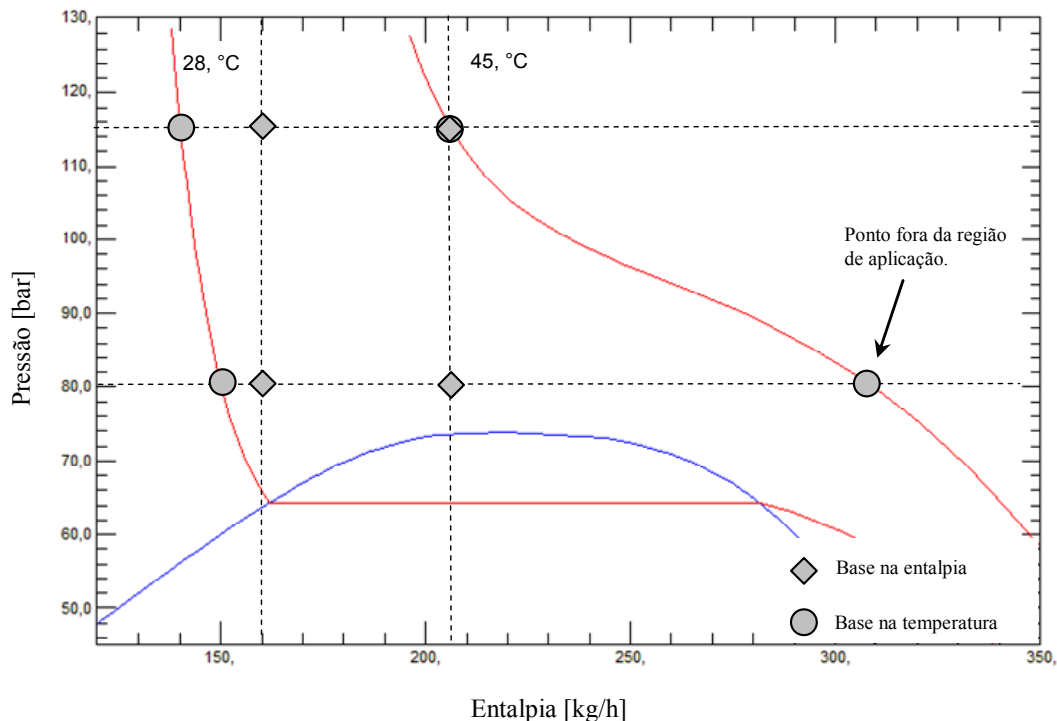


Figura 28 – Estados do refrigerante usando a temperatura e a entalpia como variável independente

A pressão na saída do tubo capilar não foi considerada como variável, uma vez que o seu efeito sobre a vazão mássica é pequeno quando comparado aos efeitos produzidos pelas outras variáveis, mesmo quando o escoamento não está bloqueado. Tal fato foi observado tanto numérica (através dos modelos descritos no Capítulo 4) como experimentalmente, para várias condições de operação. Por esse motivo, durante a realização dos testes, a pressão de saída foi mantida em torno de 26,5 bar, o que representa uma temperatura de evaporação próxima a -10°C, condição típica de refrigeração comercial.

A Figura 29 mostra a variação da vazão mássica com a pressão na saída do tubo capilar, mantendo-se as demais variáveis constantes. Deve-se mencionar que as pequenas oscilações se devem ao procedimento de teste, quando se aguardava a estabilização da vazão mássica antes de cada incremento na pressão na saída. Para essa condição a pressão sônica foi estimada, através do modelo computacional, em 10 bar.

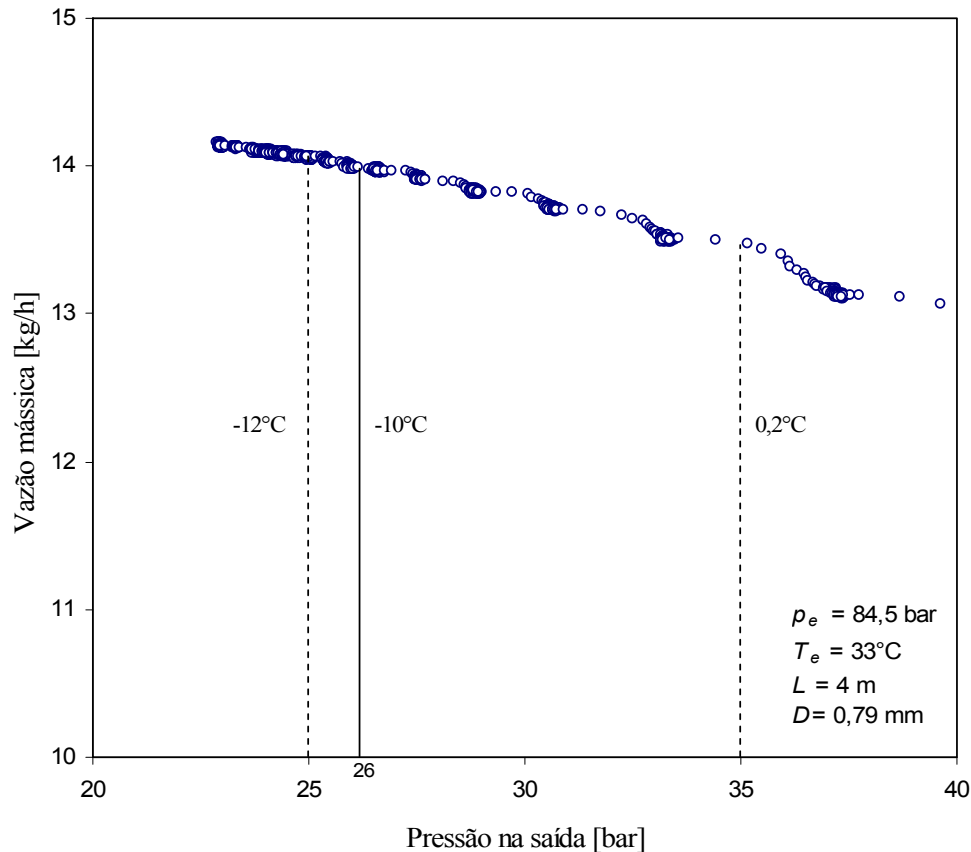


Figura 29 – Influência da pressão na saída do tubo capilar sobre a vazão mássica

A combinação de todos os fatores nos seus diferentes níveis gerou 24 experimentos, aos quais foram adicionados 12 experimentos utilizando a pressão ótima na entrada (ver Apêndice I) para as temperaturas de 32 e 45°C. Os experimentos resultantes são apresentadas nas Tabelas 6 e 7.

Os efeitos principais e combinados foram calculados com o auxílio da matriz de contraste, que indica o nível de cada fator em um determinado teste. O uso dessa matriz permite que os resultados de todos os experimentos sejam utilizados durante o cálculo do efeito de uma variável, de forma que as interações entre os fatores também possam ser captadas. Os detalhes do procedimento de cálculo dos efeitos e a matriz de contraste são apresentados no Apêndice VII.

Tabela 6 – Matriz de projeto do experimento fatorial

Teste	p_e [bar]	h_e [kJ/kg]	T_e [°C]	p_s [bar]	L [mm]	D [mm]
1	115,0	160,0	32,1	26,5	4000	0,50
2	115,0	206,2	45,0	26,5		
3	80,0	160,0	27,6	26,5		
4	80,0	206,2	33,9	26,5		
5	115,0	160,0	32,1	26,5	2000	0,50
6	115,0	206,2	45,0	26,5		
7	80,0	160,0	27,6	26,5		
8	80,0	206,2	33,9	26,5		
9	115,0	160,0	32,1	26,5	2000	0,79
10	115,0	206,2	45,0	26,5		
11	80,0	160,0	27,6	26,5		
12	80,0	206,2	33,9	26,5		
13	115,0	160,0	32,1	26,5	4000	0,64
14	115,0	206,2	45,0	26,5		
15	80,0	160,0	27,6	26,5		
16	80,0	206,2	33,9	26,5		
17	115,0	160,0	32,1	26,5	4000	0,79
18	115,0	206,2	45,0	26,5		
19	80,0	160,0	27,6	26,5		
20	80,0	206,2	33,9	26,5		
21	115,0	160,0	32,1	26,5	2000	0,64
22	115,0	206,2	45,0	26,5		
23	80,0	160,0	27,6	26,5		
24	80,0	206,2	33,9	26,5		

Tabela 7 – Matriz de projeto do experimento para os testes com a pressão ótima na entrada

Teste	p_e [bar]	h_e [kJ/kg]	T_e [°C]	p_s [bar]	L [mm]	D [mm]
25	109,9	195,7	41,5	26,5	4000	0,50
26	84,5	183,1	33,2	26,5		
27	109,9	195,7	41,5	26,5	2000	0,50
28	84,5	183,1	33,2	26,5		
29	109,9	195,7	41,5	26,5	2000	0,79
30	84,5	183,1	33,2	26,5		
31	109,9	195,7	41,5	26,5	4000	0,64
32	84,5	183,1	33,2	26,5		
33	109,9	195,7	41,5	26,5	4000	0,79
34	84,5	183,1	33,2	26,5		
35	109,9	195,7	41,5	26,5	2000	0,64
36	84,5	183,1	33,2	26,5		

3.7 CORRELAÇÃO EMPÍRICA PARA A VAZÃO MÁSSICA

Os dados experimentais foram correlacionados utilizando-se parâmetros adimensionais e fazendo com que todos os coeficientes, com exceção do coeficiente linear, c_1 , assumissem valores dentro do intervalo [-1,1]. Essa estratégia permitiu a análise direta

da influência de cada variável independente da correlação sobre a vazão mássica, através da comparação da magnitude de cada coeficiente.

Os coeficientes da equação (4) foram ajustados iterativamente empregando o método dos mínimos quadrados. Os termos foram escolhidos com base no cálculo dos efeitos das variáveis independentes sobre a vazão mássica, obtidos da análise do experimento fatorial. A equação empregada para o ajuste, que relaciona a vazão mássica com as demais variáveis independentes, é apresentada a seguir em sua forma genérica:

$$\tilde{y} = c_1 + c_2\tilde{x}_1 + c_3\tilde{x}_2 + c_4\tilde{x}_3 + c_5\tilde{x}_4 + c_6\tilde{x}_5 + c_7\tilde{x}_1\tilde{x}_2 + c_8\tilde{x}_1\tilde{x}_3 + \dots \quad (4)$$

onde \tilde{x}_i é uma variável genérica adimensionalizada com base nos máximos e mínimos valores da faixa testada,

$$\tilde{x}_i = 100 \left(\frac{x_i - x_{\min}}{x_{\max} - x_{\min}} \right) \quad (5)$$

3.8 ANÁLISE DE REPETIBILIDADE DO EXPERIMENTO

A repetibilidade dos experimentos foi verificada através da comparação entre três pares de testes, realizados em diferentes condições de operação (Tabela 8) para dois tubos capilares (CAP#1 e CAP#2), ambos com 0,55 mm de diâmetro interno e 4 m de comprimento. Pode-se observar que a variação máxima encontrada foi de 1,53%, que se situa dentro da faixa de incertezas de medição (ver Apêndice II).

Tabela 8 – Condições de operação empregadas na análise de repetibilidade

Comparação	Capilar	p_e [bar]	T_e [°C]	p_s [bar]	\dot{m} [kg/h]	Diferença [%]
1	CAP#1	109,9 (±0,1)	42,0 (±0,1)	25,42 (±0,05)		1,07
	CAP#2	109,9 (±0,1)	41,7 (±0,1)	25,34 (±0,05)		
2	CAP#1	84,5 (±0,1)	33,7 (±0,1)	26,79 (±0,05)		1,53
	CAP#2	84,5 (±0,1)	34,4 (±0,1)	26,77 (±0,05)		
3	CAP#1	80,0 (±0,1)	28,3 (±0,1)	24,64 (±0,05)		0,92
	CAP#2	80,0 (±0,1)	27,7 (±0,1)	24,50 (±0,05)		

3.9 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foram descritas as principais informações relacionadas com a atividade experimental.

Uma bancada experimental foi inteiramente projetada e construída para estudar o escoamento transcrito de R-744 em tubos capilares adiabáticos. Devido à ausência de condensação no ciclo transcrito de R-744, foi necessário desenvolver um sistema de controle da pressão de alta, independente da temperatura da água utilizada no arrefecedor. Verificou-se também que a carga de refrigerante é fundamental para o ajuste das condições de teste.

As incertezas de medição das variáveis envolvidas foram estimadas com base nas recomendações apresentadas pelo “Guia para a Expressão da Incerteza de Medição” (INMETRO, 2003). O processo de medição do diâmetro interno do tubo capilar foi detalhado no Apêndice III. Diferenças de até 10% foram encontradas entre os valores medidos e nominais.

O regime permanente de operação foi determinado através de um critério estatístico, o que permitiu que a incerteza de medição das variáveis operacionais fosse calculada de uma maneira idêntica em todos os ensaios.

Os experimentos foram planejados através da técnica estatística conhecida como projeto fatorial. Na faixa de aplicação estudada, verificou-se que a pressão na saída do tubo capilar exerce uma fraca influência sobre o escoamento.

Uma análise de repetibilidade foi também realizada, quando se observou uma variação máxima de 1,53% na vazão mássica.

Os resultados experimentais serão mostrados e analisados no Capítulo 5.

4 MODELOS MATEMÁTICOS

4.1 FUNDAMENTAÇÃO

O escoamento adiabático, viscoso e compressível de um fluido através de um duto de seção transversal constante é denominado de escoamento de Fanno, em homenagem ao engenheiro mecânico italiano Gino Girolamo Fanno (White, 2004). Em um escoamento de Fanno, se o estado do fluido na seção 1 do volume de controle indicado na Figura 30 for conhecido, pode-se calcular o estado do fluido na seção 2 através de um balanço de massa, energia e quantidade de movimento. O lugar geométrico de todos os estados possíveis a jusante do ponto 1 dá origem a uma curva contínua, ilustrada na Figura 31, denominada linha de Fanno.

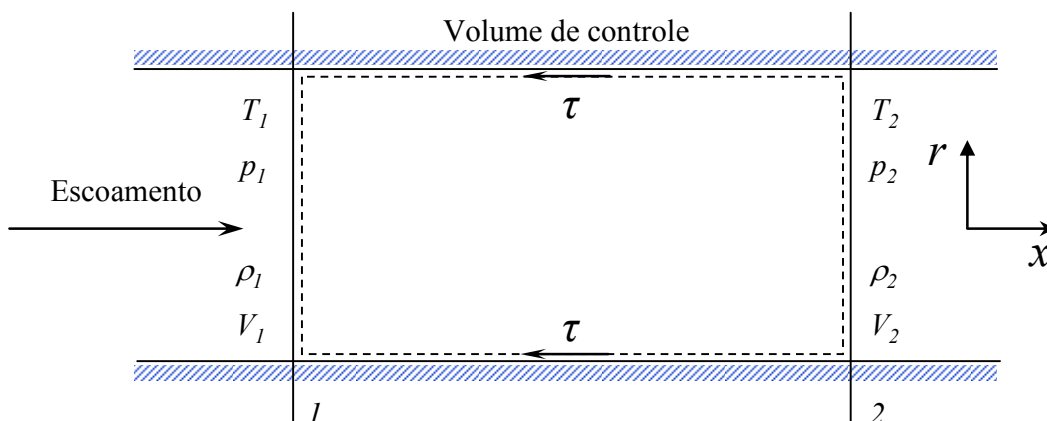


Figura 30 – Representação esquemática do escoamento de Fanno em um volume de controle

Devido à presença de irreversibilidades associadas ao atrito entre o fluido e a parede do tubo e à ausência de transferência de calor, a entropia aumenta continuamente no sentido do escoamento até atingir um valor máximo, representado pelo ponto (a) da Figura

31. A máxima entropia representa uma limitação física, imposta pela segunda lei da Termodinâmica, e ocorre na saída do tubo quando $ds/dh \rightarrow 0$ (Stoecker e Jones, 1985). Nesse mesmo ponto, o fluido atinge a velocidade do som no meio impedindo que a informação da pressão na saída do tubo seja transmitida a montante através do escoamento (Shames, 1973; Munson *et al.*, 1990; Fox *et al.*, 2006).

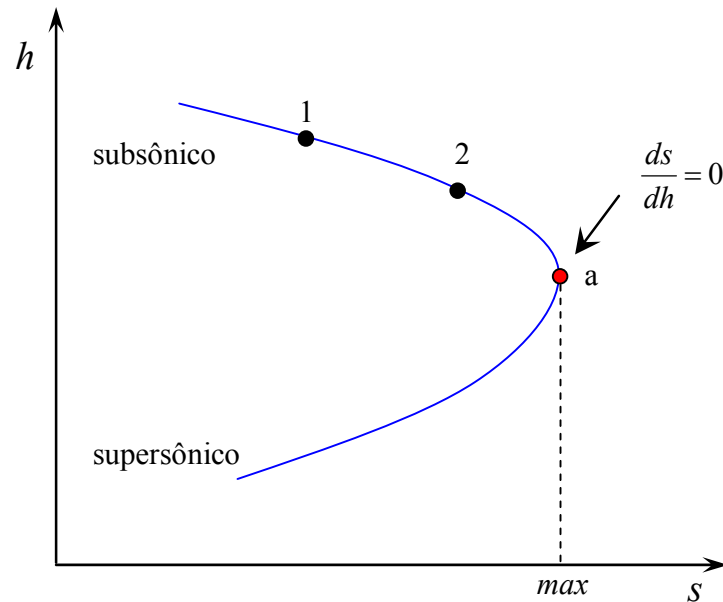


Figura 31 – Representação da linha de Fanno em um diagrama *h-s* (Stoecker e Jones, 1985)

Na refrigeração por compressão mecânica de vapor, a velocidade do escoamento na entrada do dispositivo de expansão é subsônica e, conseqüentemente, deve aumentar gradativamente ao longo do dispositivo de expansão. Caso ela atinja a velocidade do som, o escoamento é então denominado bloqueado e a pressão mantida no evaporador deixa de influenciá-lo.

4.2 EQUAÇÕES GOVERNANTES E SIMPLIFICAÇÕES

O escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares é complexo, pois envolve efeitos viscosos, de mudança de fase, de metaestabilidade e de compressibilidade, com a possibilidade de escoamento sônico na extremidade de saída. No caso do refrigerante R-744, pode-se acrescentar ainda a expansão transcítica, que eleva ainda mais a complexidade do escoamento. De um modo geral, o escoamento de fluidos refrigerantes

em tubos capilares é governado pelas equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia total, apresentadas respectivamente na forma diferencial:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} \right) = \nabla \cdot \vec{T} + \rho \vec{g} \quad (7)$$

$$\rho \left[\frac{\partial}{\partial t} \left(e + \frac{1}{2} V^2 \right) + \vec{u} \cdot \nabla \left(e + \frac{1}{2} V^2 \right) \right] = -\nabla \cdot \vec{q} + \nabla \cdot (\vec{T} \cdot \vec{u}) + \rho \vec{g} \cdot \vec{u} + \rho r \quad (8)$$

Tais equações são complexas e necessitam de simplificações para serem resolvidas. As seguintes simplificações são comumente adotadas para modelar o escoamento através de tubos capilares adiabáticos (Hermes, 2006):

- Escoamento unidimensional na direção axial;
- Escoamento em regime permanente e plenamente desenvolvido;
- Tubo capilar reto, horizontal e com secção transversal constante;
- Fluido Newtoniano;
- Escoamento sem dissipação viscosa;
- Escoamento sem perdas de carga localizadas nas regiões de entrada e saída do tubo capilar (Melo *et al.*, 1999);
- Escoamento sem metaestabilidade (Boabaid Neto, 1994);
- Escoamento homogêneo na região bifásica (Seixlack, 1996).

Com base em tais simplificações, pode-se expressar os princípios de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia para um volume elementar de fluido refrigerante escoando no interior do tubo capilar de secção circular respectivamente através das seguintes equações,

$$\frac{dG}{dz} = 0 \quad (9)$$

$$G \frac{dV}{dz} + \frac{dp}{dz} + \tau \frac{4}{D} = 0 \quad (10)$$

$$\frac{d}{dz} \left(h + \frac{1}{2} V^2 \right) = 0 \quad (11)$$

onde $G=V/\nu$ representa o fluxo de massa de refrigerante [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$], V é a velocidade média do escoamento na direção axial z [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$], ν é o volume específico do refrigerante [$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$], p é a pressão do escoamento [Pa], $\tau = fGV/8$ é a tensão de cisalhamento na parede [$\text{N}\cdot\text{m}^{-2}$], f é o fator de atrito de Darcy, h é a entalpia específica do refrigerante [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] e D é o diâmetro interno do tubo capilar [m].

Da equação de conservação da massa (9) e da definição de fluxo de massa, pode-se mostrar que:

$$dV = Gdv \quad (12)$$

Substituindo V e dV nas equações (10) e (11), obtém-se:

$$G^2 dv + dp + \frac{4}{D} \tau dz = 0 \quad (13)$$

$$dh + G^2 \nu dv = 0 \quad (14)$$

Como $\nu=\nu(p,h)$, seu diferencial total é dado por:

$$d\nu = \psi dp + \phi dh \quad (15)$$

onde,

$$\psi = \left. \frac{\partial \nu}{\partial p} \right|_h \quad \phi = \left. \frac{\partial \nu}{\partial h} \right|_p$$

As equações (13) a (15) representam, juntamente com a equação da conservação da massa, $G=\text{constante}$, o escoamento em regime permanente de um fluido refrigerante através de um tubo capilar adiabático, formando um sistema de 4 equações e 5 variáveis (p , h , ν , z e G), de modo que uma variável deve ser escolhida como domínio de integração. Embora a coordenada espacial z tenha sido tradicionalmente adotada com esse propósito (Mezavila, 1995; Hermes, 2000), optou-se aqui, a exemplo de Chung (1998) e de Hermes (2006), pelo uso da pressão como variável independente.

Substituindo a equação (15) nas equações (13) e (14) e manipulando algebricamente as expressões resultantes, pode-se mostrar que (Hermes, 2006):

$$\frac{dz}{dp} = -\frac{D}{4} \left[\frac{1 + G^2(v\phi + \psi)}{\tau(1 + G^2v\phi)} \right] \quad (16)$$

$$\frac{dh}{dp} = -\frac{G^2v\psi}{1 + G^2v\phi} \quad (17)$$

As equações (16) e (17) representam a variação do comprimento e da entalpia em função da pressão, sendo válidas tanto para a região de escoamento bifásico como monofásico. Como ambas são de primeira ordem, faz-se necessária apenas uma condição de contorno para cada equação, definidas pela pressão e pela temperatura do refrigerante na entrada do tubo capilar. Como não há uma equação explícita para o fluxo de massa, esta variável é obtida através de um procedimento iterativo envolvendo a pressão na saída do tubo capilar, que pode ser a pressão de evaporação ou a pressão sônica, caso o escoamento esteja bloqueado (Melo *et al.*, 1992).

Dada a possibilidade de escoamento sônico na extremidade de saída do tubo capilar, um modelo deve ser utilizado para determinar a pressão na saída associada a essa condição. A bloqueagem do escoamento é estabelecida através do critério de Fanno, em que $ds/dh \rightarrow 0$ no ponto sônico. Empregando-se a relação termodinâmica $Tds = dh - vdp$ juntamente com a equação (17), pode-se mostrar que:

$$\frac{ds}{dh} = \frac{1}{T} \left[\frac{1 + G^2(v\phi + \psi)}{G^2\psi} \right] \quad (18)$$

Analisando a equação (18), pode-se concluir que quando $ds/dh \rightarrow 0$, então $1 + G^2(v\phi + \psi) \rightarrow 0$, uma vez que T , G e ϕ são finitos e não nulos. Alternativamente, observa-se que, de acordo com o critério de Fauske (1962), em que $dp/dz \rightarrow -\infty$ na saída do tubo capilar, a equação (16) apresenta um numerador nulo no ponto de bloqueagem, i.e., $1 + G^2(v\phi + \psi) \rightarrow 0$, donde se conclui que os critérios $ds/dh \rightarrow 0$ e $dp/dz \rightarrow -\infty$ são matematicamente equivalentes. Observa-se que se o comprimento fosse tomado como variável independente, o zero apareceria no denominador da equação (17), tornando o sistema de equações singular no ponto sônico. Adicionalmente, a formulação no domínio da pressão faz com que as variações do comprimento, dz , sejam automaticamente ajustadas às variações da pressão, dp , que são definidas de acordo com o método empregado para a integração das equações diferenciais ordinárias.

4.3 EQUAÇÕES COMPLEMENTARES

Para o fechamento do sistema de equações, são necessárias correlações empíricas para os fatores de atrito tanto das regiões monofásicas (supercrítica, transcítica e sub-resfriada) como na região bifásica. Além disso, faz-se necessária uma correlação para a viscosidade da região bifásica, que depende do padrão de escoamento. Como mencionado por Melo *et al.* (1992), a escolha dessas correlações é feita de forma empírica, com base em um conjunto de dados experimentais confiáveis, de forma que o modelo matemático reproduza os experimentos da melhor forma possível.

No trabalho de Mikol e Dudley (1964), por exemplo, foi sugerido o uso da correlação de Moody (1944) para o fator de atrito. Algum tempo depois, Boabaid Neto (1994) modelou os escoamentos de R-12, R-134a e R-600a em tubos capilares adiabáticos e propôs o emprego da correlação de Erth (1970) para o fator de atrito bifásico e da correlação de Churchill (1977) para a região sub-resfriada. Yilmaz e Ünal (1996) e Hermes *et al.* (2007), por outro lado, fizeram uso da correlação de Churchill (1977) tanto para a região sub-resfriada como para a região bifásica, sendo que, neste caso, o modelo de viscosidade bifásica proposto por Cicchiti *et al.* (1960) foi empregado.

No presente trabalho, dado o grau de liberdade existente na escolha de tais correlações (Melo *et al.*, 1992), optou-se por avaliar o comportamento do modelo empregando-se as correlações propostas por Moody (1944), Erth (1970) e Churchill (1977) para o fator de atrito, dadas respectivamente pelas equações (19), (20) e (21) ².

$$\text{Moody (1944)} \quad f = 5,5 \cdot 10^{-3} \left[1 + 21,544 \left(\frac{\varepsilon}{D} + \frac{100}{\text{Re}} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad (19)$$

$$\text{Erth (1970)} \quad f = \frac{3,1 \exp\left(\frac{1-x^{0,25}}{2,4}\right)}{\sqrt{\text{Re}}} \quad (20)$$

$$\text{Churchill (1977)} \quad f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (21)$$

onde,

² Para as correlações que dependem da rugosidade, adotou-se o valor de 1 µm (Cunha, 2001).

$$A = \left\{ 2,457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + 0,27 \frac{\varepsilon}{D}} \right] \right\}^{16} \quad (22)$$

$$B = \left(\frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (23)$$

A Figura 32 mostra a variação do fator de atrito bifásico e em função do número de Reynolds, ao longo de um tubo capilar, obtida a partir de cada uma das correlações anteriores, onde se optou pelo uso do modelo de viscosidade bifásica proposto por Dukler *et al.* (1964). Verifica-se que as correlações de Churchill (1977) e Moody (1944) apresentam valores próximos entre si, mas bastante discrepantes dos resultados obtidos através da correlação empírica proposta por Erth (1970). Observa-se que a correlação de Erth (1970) se aplica apenas a escoamentos bifásicos, enquanto as correlações de Moody (1944) e Churchill (1977) foram desenvolvidas para escoamentos monofásicos.

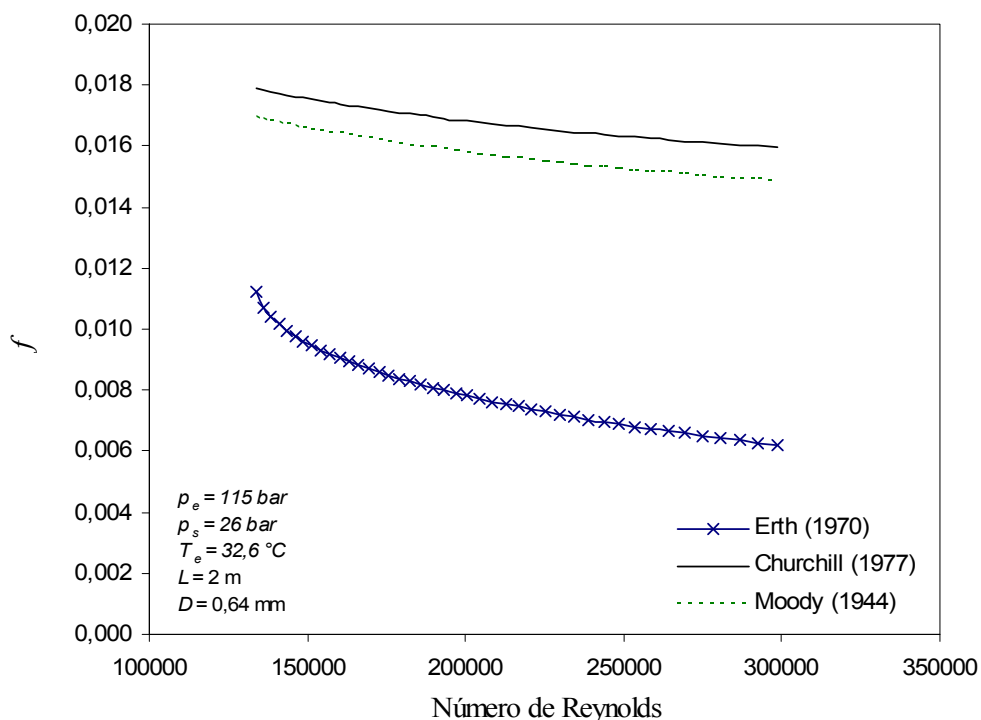


Figura 32 – Variação de f em função do número de Reynolds

Como não existe uma solução fechada para a viscosidade média na região bifásica (Barbosa, 2002), um modelo também deve ser selecionado para este parâmetro. No

presente trabalho, foram avaliadas as correlações para a viscosidade bifásica propostas por McAdams *et al.* (1942), Cicchitti *et al.* (1960), Dukler *et al.* (1964) e Owen (1986), dadas respectivamente por:

$$\text{McAdams et al. (1942)} \quad \mu_{bif} = \left(\frac{1-x}{\mu_l} + \frac{x}{\mu_g} \right)^{-1} \quad (24)$$

$$\text{Cicchitti et al. (1960)} \quad \mu_{bif} = \mu_l + x(\mu_g - \mu_l) \quad (25)$$

$$\text{Dukler et al. (1964)} \quad \mu_{bif} = \frac{\frac{x\mu_g}{\rho_g} + \frac{(1-x)\mu_l}{\rho_l}}{\frac{x}{\rho_l} + \frac{(1-x)}{\rho_g}} \quad (26)$$

$$\text{Owen (1986)} \quad \mu_{bif} = \mu_l \quad (27)$$

onde x é o título do refrigerante, ρ_l e μ_l são as densidades e viscosidades do líquido e ρ_g e μ_g são as densidades e viscosidades do vapor.

A Figura 33 mostra a variação da viscosidade bifásica ao longo de um tubo capilar ($L=2$ m e $D=0,64$ mm) em função do título do fluido refrigerante, calculada através de cada uma das correlações anteriores.

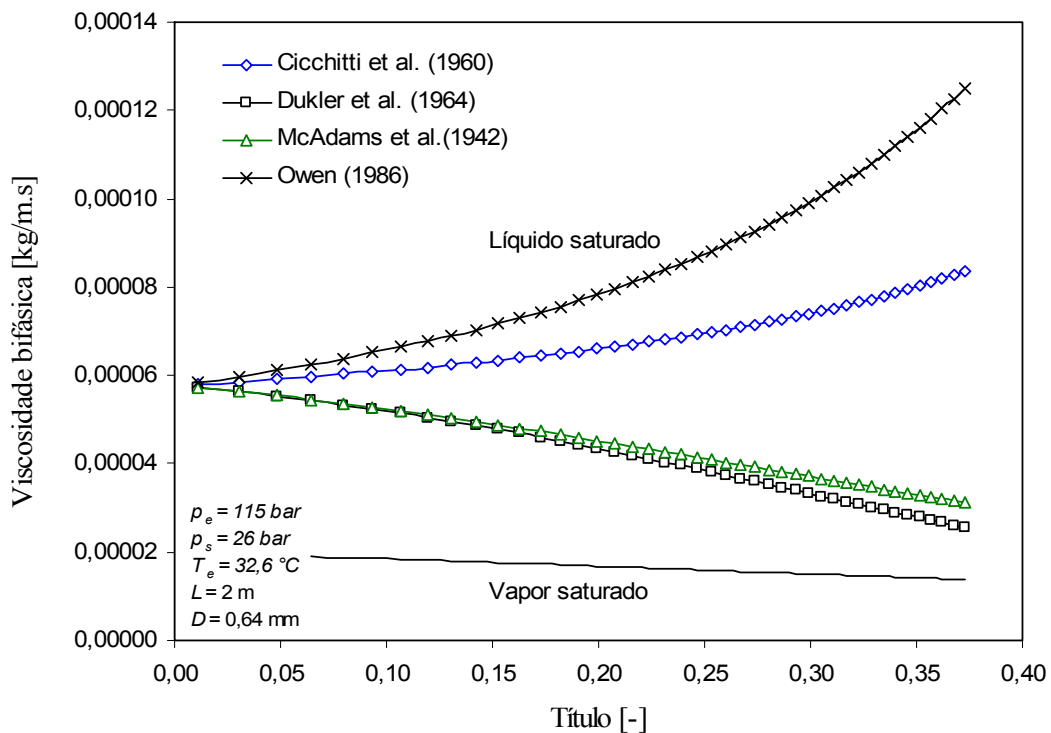


Figura 33 – Variação da viscosidade em função do título

Verifica-se que as correlações propostas por Dukler *et al.* (1964) e McAdams *et al.* (1942) fornecem valores próximos entre si e que se aproximam da viscosidade do vapor saturado com o aumento do título, enquanto a correlação proposta por Cicchitti *et al.* (1960) fornece valores com uma tendência oposta aos dois modelos anteriores, que são mais próximos da viscosidade do líquido saturado. A correlação de Owen (1986) considera a viscosidade na região bifásica equivalente à do líquido saturado, por assumir um padrão anular de escoamento.

4.4 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS E TERMOFÍSICAS

As propriedades termodinâmicas do R-744 foram calculadas a partir da equação de estado proposta por Span e Wagner (1996). A Figura 34 sumariza a base de dados experimentais empregada na regressão de tal equação, na qual se percebe que os autores tiveram a preocupação de mapear detalhadamente a região próxima ao ponto crítico, onde as propriedades variam com mais intensidade (ver Figura 9 e Figura 10 do Capítulo 1).

De acordo com os autores, as incertezas estimadas para o volume específico são de $\pm 0,05\%$ para pressões de até 300 bar. Adicionalmente, a correlação de Vesovic *et al.* (1990) foi empregada para calcular a viscosidade do R-744.

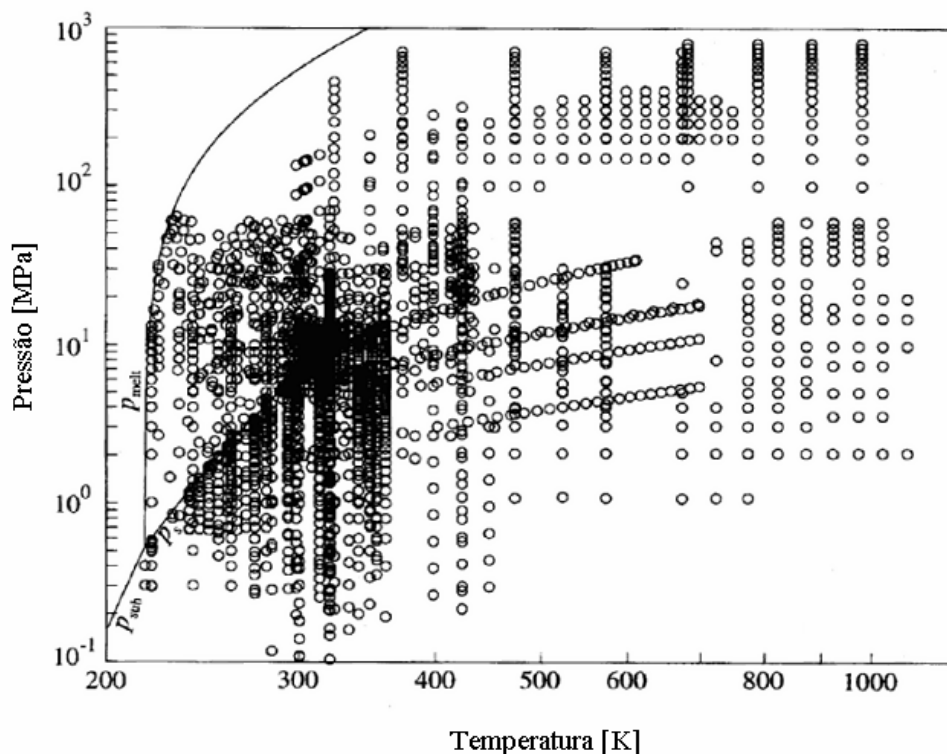


Figura 34 – Distribuição dos dados experimentais utilizados para regressão da equação de estado do R-744 (Span e Wagner, 1996)

4.5 MÉTODOS DE SOLUÇÃO

Neste trabalho, dois métodos foram empregados para resolver as equações que governam o escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares adiabáticos. No primeiro, as equações (16) e (17) foram resolvidas numericamente no domínio da pressão, empregando-se um procedimento iterativo para estimar o fluxo de massa de refrigerante para condições geométricas e de operação pré-definidas. No segundo, a equação do movimento foi integrada analiticamente ao longo de uma linha isentálpica, gerando uma expressão algébrica para calcular o fluxo de massa de refrigerante. Ambos os métodos serão detalhados a seguir.

4.5.1 SOLUÇÃO NUMÉRICA

A estratégia adotada para solução numérica segue, em linhas gerais, a introduzida por Hermes (2006), que fez uso de um método de Runge-Kutta de 2ª ordem para integrar as equações (16) e (17) no domínio da pressão. No presente trabalho, as equações para dz/dp e dh/dp foram resolvidas através do método de Euler, de 1ª ordem, dado por (Carnahan *et al.*, 1969):

$$y(p + \Delta p) = y(p) + \Delta p \left. \frac{dy}{dp} \right|_p \quad (28)$$

onde Δp é o decremento de pressão usado no processo de integração e y representa uma variável genérica que pode ser tanto o comprimento do tubo como a entalpia do refrigerante [ver equações (16) e (17)]. Salienta-se que métodos mais sofisticados, como os de Runge-Kutta de 4ª ordem (Carnahan *et al.*, 1969), foram testados e não apresentaram diferenças significativas em comparação com o método de Euler, embora tenham aumentado substancialmente o tempo computacional.

O fluxo de massa de refrigerante foi calculado iterativamente, uma vez que depende da condição na saída do tubo capilar (subsônica ou sônica). A correção iterativa do fluxo de massa foi realizada com base na diferença entre o comprimento real do tubo e o comprimento calculado pela integração da equação (16), através da seguinte equação proposta por Melo *et al.* (1992),

$$G = 0,5G_o \left(1 + \frac{L_{calc}}{L_{real}} \right) \quad (29)$$

onde G_o representa o fluxo de massa na iteração imediatamente anterior. O método de Newton-Raphson (Carnahan *et al.*, 1969) foi também avaliado, apresentando desvantagens em relação ao tempo computacional.

O programa computacional foi estruturado através de dois laços principais. O laço interno é responsável pela integração das equações diferenciais, enquanto o laço externo realiza a correção iterativa do fluxo de massa. A Figura 35 mostra o fluxograma do algoritmo para o cálculo da vazão mássica.

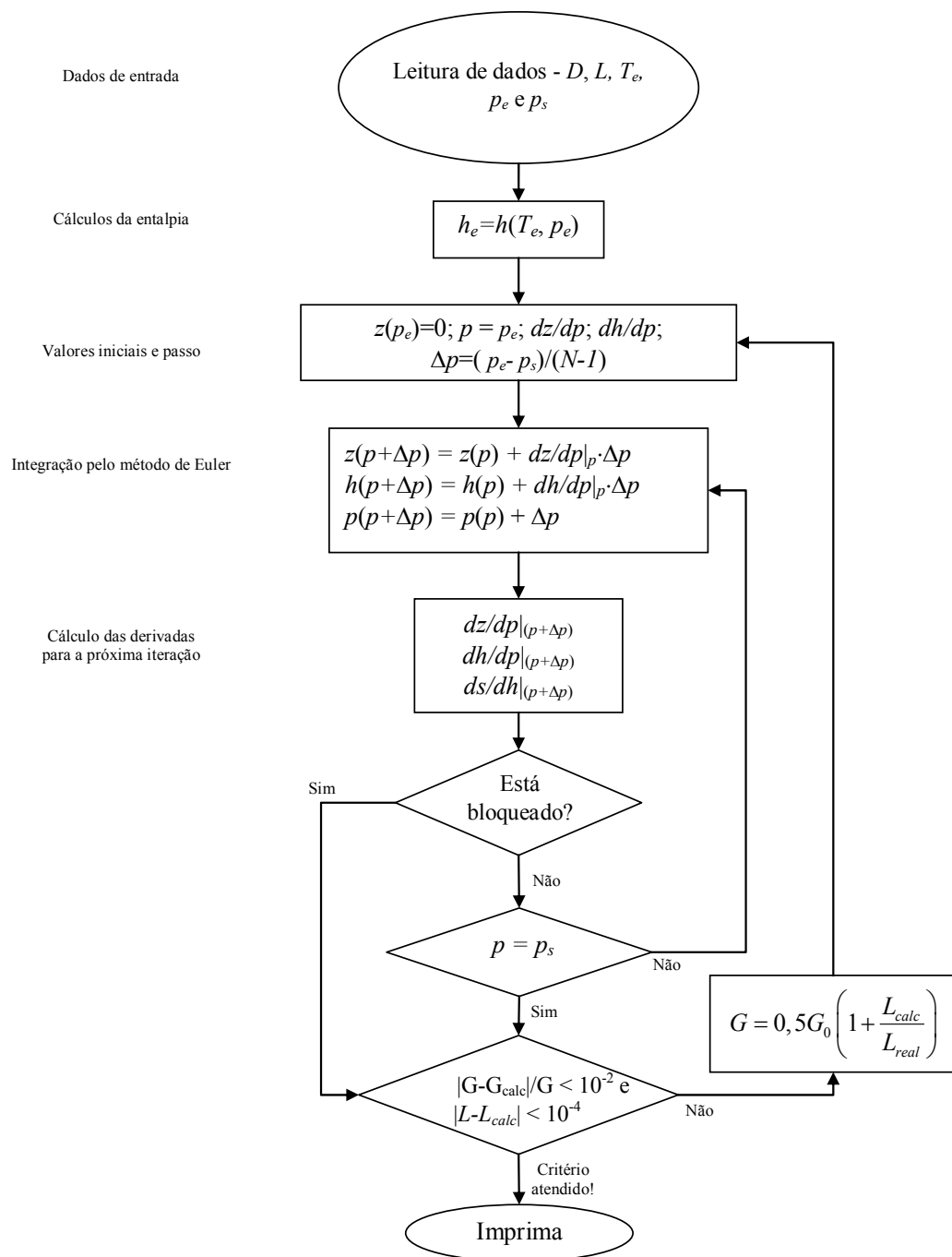


Figura 35 – Algoritmo de solução numérica

Uma análise da malha computacional empregada na integração numérica das equações foi também realizada. A Figura 36 compara a influência do refino da malha sobre os resultados obtidos tanto para a vazão mássica como para tempo computacional. Observou-se que o valor calculado para a vazão mássica praticamente não varia para malhas com mais de 100 pontos de integração. No entanto, verificou-se um aumento substancial no tempo computacional para malhas com mais de 100 células de integração. Com base nesses resultados, optou-se por empregar malhas com 100 nós durante as simulações realizadas com o modelo diferencial.

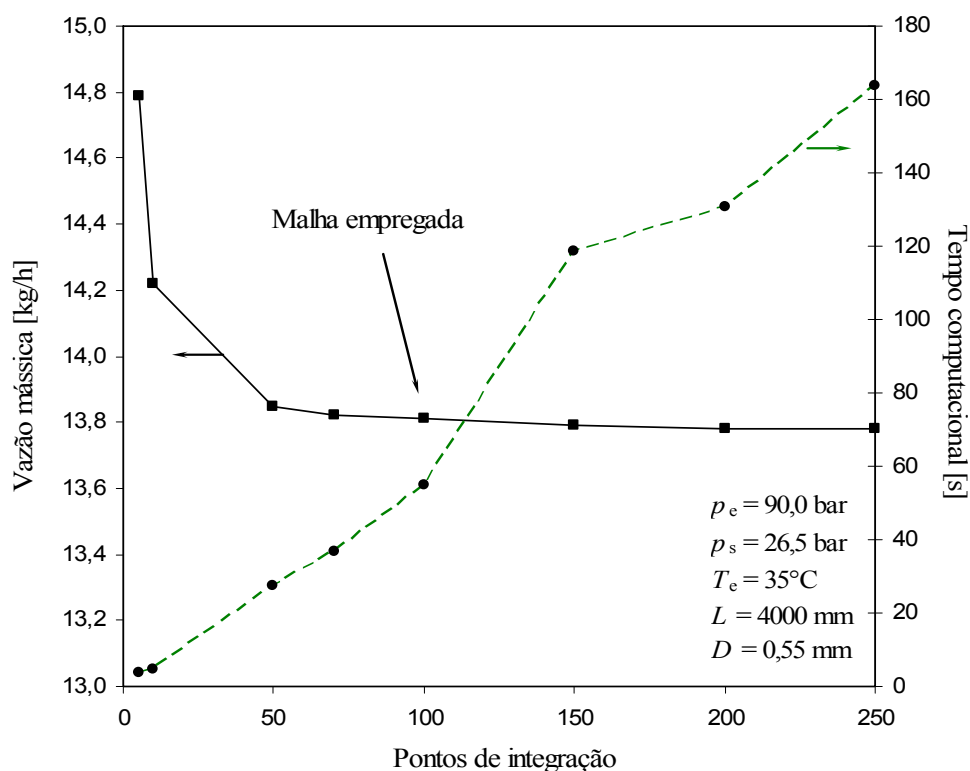


Figura 36 – Análise do refino da malha

4.5.2 SOLUÇÃO ANALÍTICA

Formulação Existente para Escoamentos Subcríticos

Yilmaz e Ünal (1996) propuseram um modelo algébrico para escoamentos subcríticos em tubos capilares adiabáticos. A metodologia assume o escoamento como isentálpico, de modo que as equações (16) e (17) podem ser re-arranjadas da seguinte forma:

$$dz = \frac{1 + G^2 (\partial v / \partial p)_h}{fG^2 v / 2D} dp \quad (30)$$

Uma vez que a variação do volume específico na região líquida pode ser desprezada, o comprimento dessa região é calculado através da integração analítica da equação anterior da entrada até o ponto de vaporização, como ilustra a Figura 37, obtendo-se:

$$\int_0^{L_{mon}} dz = -\frac{2D}{f_{mon} G^2 v_f} \int_{p_e}^{p_f} dp \Rightarrow L_{mon} = \frac{2D}{f_{mon} G^2 v_f} (p_e - p_f) \quad (31)$$

onde f_{mon} é o fator de atrito monofásico, calculado com base na viscosidade média do escoamento entre a entrada e o ponto de vaporização.

Já que o escoamento é suposto isentálpico, pode-se assumir que o volume específico na região bifásica é uma função apenas da pressão. A seguinte função foi empregada para o cálculo do volume específico ao longo de uma linha isentálpica (Yilmaz e Ünal, 1996):

$$v_{bif}(p) = a_{bif} + \frac{b_{bif}}{p} \quad (32)$$

sendo $a_{bif} = v_f(1 - k_{bif})$, $b_{bif} = v_f p_f k_{bif}$ e $k_{bif} = (v/v_f - 1)/(p_f/p - 1)$. A correlação entre k_{bif} e p_f , encontrada pelos autores, foi $k_{bif} = 2,62 \cdot 10^5 p_f^{-0,75}$. O índice “f” indica o ponto de “flashing”, onde a evaporação do refrigerante tem início, como ilustra a Figura 37.

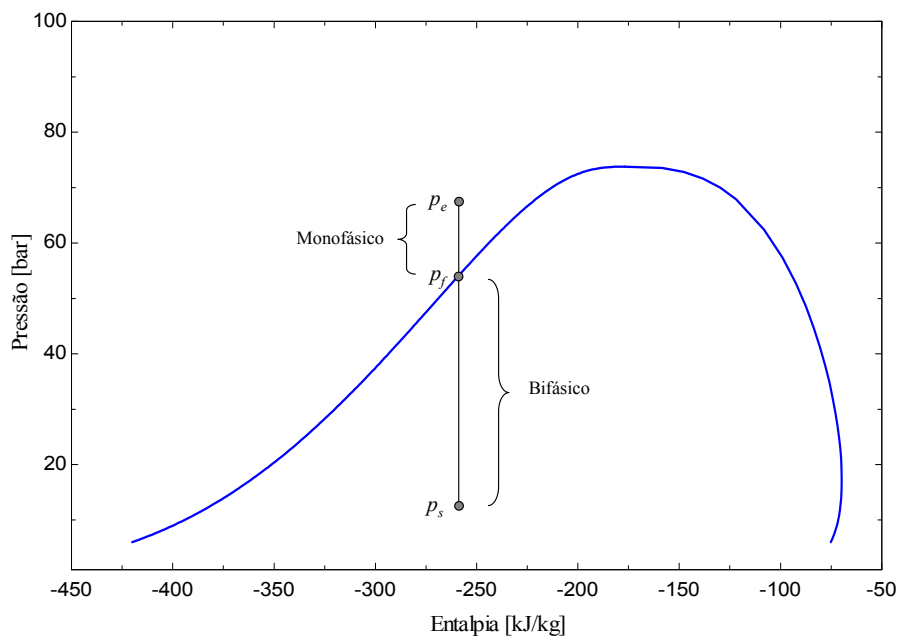


Figura 37 – Expansão adiabática isentálpica

O comprimento da região bifásica é calculado integrando-se a equação (30) do ponto de “*flashing*” até a região de saída do tubo capilar, obtendo-se:

$$\int_0^{L_{bif}} dz = -\frac{2D}{f_{bif} G^2} \int_{p_f}^{p_s} \left(\frac{p^2 - G^2 b_{bif}}{a_{bif} p^2 + bp} \right) dp \Rightarrow$$

$$\Rightarrow L_{bif} = \frac{2D}{f_{bif} G^2} \left[\frac{(p_f - p_s)}{a_{bif}} + \frac{b_{bif}}{a_{bif}^2} \cdot \ln \left(\frac{v_s p_s}{v_f p_f} \right) - G^2 \ln \left(\frac{v_s}{v_f} \right) \right] \quad (33)$$

onde os índices “*e*” e “*s*” indicam, respectivamente, as propriedades na entrada e na saída da região bifásica.

Como o comprimento total do tubo capilar é dado pela soma dos comprimentos das regiões líquida e bifásica, $L=L_{mon}+L_{bif}$, pode-se re-escrever as equações (31) e (33) para o fluxo de massa de refrigerante, G :

$$G = \left[\frac{\left(\frac{f_{bif}}{f_{mon}} \right) (p_e - p_f) / v_f + (p_f - p_s) / a_{bif} + \left(b_{bif} / a_{bif}^2 \right) \ln \left(v_s p_s / v_f p_f \right)}{f_{bif} L / 2D + \ln \left(v_s / v_f \right)} \right]^{1/2} \quad (34)$$

A pressão de saída é calculada por $p_s = \max(p_{evap}, p_{bloc})$. A pressão de bloqueio é calculada aplicando o critério $dp/dz \rightarrow \infty$ (Fauske, 1962) na equação (30), obtendo-se:

$$p_{bloc} = G \sqrt{b_{bif}} \quad (35)$$

Os fatores de atrito das regiões líquida e bifásica são calculados através da correlação de Churchill (1977), utilizando a seguinte viscosidade média para a região bifásica (Yilmaz e Ünal, 1996):

$$\mu_{bif} = (8/7) \mu_f \left[\frac{1 - (p_s/p_f)^{7/8}}{(1 - p_s/p_f)} \right] \quad (36)$$

Como G está implícito na equação (34), um valor inicial para G deve ser estimado e empregado para calcular os fatores de atrito das regiões líquida e bifásica, bem como a pressão de bloqueio. Tais parâmetros são então empregados para corrigir G através da equação (34). O procedimento iterativo se repete até que a vazão mássica convirja, com erros relativos da ordem de 10^{-2} .

Formulação Proposta para Escoamentos Transcríticos

Na maior parte dos sistemas de refrigeração que operam com R-744, o refrigerante encontra-se no estado supercrítico na entrada do dispositivo de expansão. Diferentemente dos casos subcríticos, em que as propriedades do escoamento praticamente não variam na região monofásica, observa-se, nos casos supercríticos, uma significativa variação das propriedades do escoamento, particularmente do volume específico, o que impede a utilização da solução proposta por Yilmaz e Ünal (1996). A fim de sanar esta dificuldade, a formulação original foi adaptada para escoamentos transcríticos, de forma que a variação do volume específico na região transcrítica fosse incorporada ao modelo.

Foram basicamente duas as modificações introduzidas na formulação de Yilmaz e Ünal (1996): (i) incorporou-se as propriedades termodinâmicas do R-744 ao modelo tanto nas regiões monofásicas como na região bifásica; e (ii) a influência da pressão sobre o volume específico nas regiões monofásicas (supercrítica, transcrítica e sub-resfriada) também foi levada em consideração. Primeiramente, assumiu-se que o volume específico das regiões monofásicas varia ao longo de uma linha isentálpica de acordo com a seguinte equação:

$$v_{mon}(p) = a_{mon} + \frac{b_{mon}}{p} \quad (37)$$

onde $a_{mon} = v_f(1 - k_{mon})$ e $b_{mon} = v_f p_f k_{mon}$. O parâmetro k_{mon} foi obtido a partir de um ajuste do volume específico em função da pressão de vaporização a mesma entalpia (p_f), fazendo uso da base de dados de propriedades termodinâmicas proposta por Span e Wagner (1996). A seguinte correlação foi obtida:

$$k_{mon} = \left[390,5 - 24,56 \ln(p_f) \right]^{-1} \quad (38)$$

onde p_f é dada em [Pa]. De forma similar, a correlação proposta por Yilmaz e Ünal (1996) para k_{bif} foi substituída pela que segue:

$$k_{bif} = 1,48 \cdot 10^5 p_f^{-0,71} \quad (39)$$

onde p_f é dada em [Pa]. A Figura 38 e a Figura 39 comparam as curvas ajustadas contra os dados experimentais obtidos da base de dados de Span e Wagner (1996), tanto para as regiões monofásicas (Figura 38) como para a região bifásica (Figura 39). Em ambos os casos, observa-se que as curvas propostas apresentam as mesmas tendências dos dados

experimentais. Observa-se também um pequeno espalhamento de dados para cada pressão de “*flashing*”, que se deve ao efeito da variação da entalpia sobre o volume específico, desconsiderado pelo modelo.

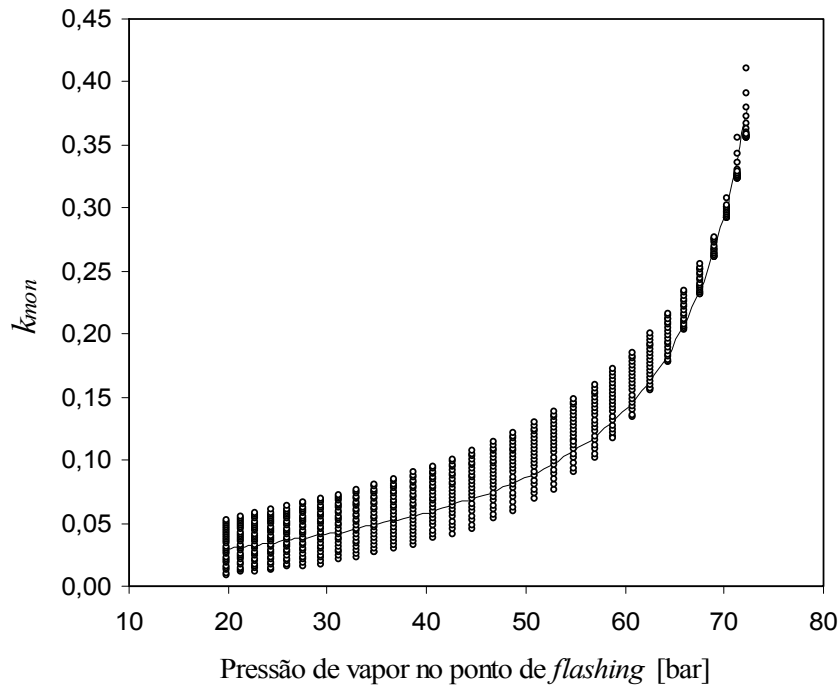


Figura 38 – Ajuste do parâmetro k_{mon} para o R-744

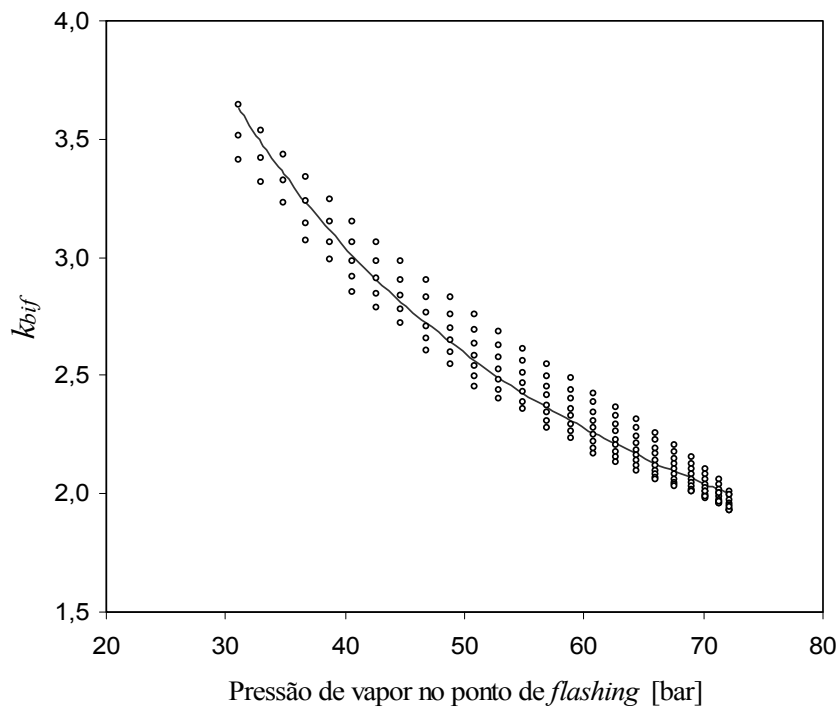


Figura 39 - Ajuste do parâmetro k_{bif} para o R-744

A equação (30) foi integrada considerando a variação do volume na região monofásica, obtendo-se:

$$\int_0^{L_{mon}} dz = -\frac{2D}{f_{mon} G^2} \int_{p_e}^{p_f} \left(\frac{p^2 - G^2 b_{mon}}{a_{mon} p^2 + b_{mon} p} \right) dp \Rightarrow$$

$$\Rightarrow L_{mon} = \frac{2D}{f_{mon} G^2} \left[\frac{(p_e - p_f)}{a_{mon}} + \frac{b_{mon}}{a_{mon}^2} \cdot \ln \left(\frac{v_f p_f}{v_e p_e} \right) - G^2 \ln \left(\frac{v_f}{v_e} \right) \right] \quad (40)$$

Considerando que o comprimento total do tubo capilar é dado por $L = L_{mon} + L_{bif}$, pode-se re-escrever as equações (33) e (40) para o fluxo de massa de refrigerante, G :

$$G = \left\{ \frac{f_{mon} A + f_{bif} B}{C} \right\}^{1/2} \quad (41)$$

onde,

$$A = \left[(p_e - p_s) / a_{mon} + (b_{mon} / a_{mon}^2) \ln(v_f p_f / v_e p_e) \right]$$

$$B = \left[(p_f - p_s) / a_{bif} + (b_{bif} / a_{bif}^2) \ln(v_s p_s / v_f p_f) \right]$$

$$C = \left[f_{mon} f_{bif} L / 2D + f_{bif} \ln(v_f / v_e) + f_{mon} \ln(v_s / v_f) \right]$$

Como G está implícito na equação (41), um procedimento de substituições sucessivas deve ser empregado. Primeiramente, estima-se um fluxo de massa, que é usado para calcular a pressão de saída e os fatores de atrito. A equação (41) é então empregada para re-calcular G iterativamente até a convergência. Não mais do que 5 iterações têm sido necessárias para convergir o processo com um erro relativo de 10^{-2} .

De forma semelhante à adotada para a solução numérica, as correlações empregadas para o fator de atrito foram selecionadas com base na comparação entre os resultados teóricos e os experimentos. A viscosidade bifásica, no entanto, foi calculada pela equação (36), enquanto a viscosidade monofásica foi calculada como uma média entre a entrada e o ponto de “*flashing*”.

4.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Neste capítulo foram apresentados os fundamentos da Termodinâmica e da Mecânica dos Fluidos necessários à elaboração de um modelo matemático para o escoamento adiabático de fluidos refrigerantes através de tubos capilares.

Dois modelos foram propostos, um diferencial e outro algébrico. O primeiro calcula as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante ao longo do escoamento exigindo a integração numérica das equações, realizada através do método de Euler, e um laço iterativo para corrigir o fluxo de massa.

O modelo algébrico desconsidera a variação de energia cinética, de modo que o escoamento é modelado como isentálpico. O volume específico tanto das regiões monofásicas como da região bifásica foi expresso em função da pressão, de modo que a equação da conservação da quantidade do movimento pôde ser resolvida analiticamente, dando origem a uma equação algébrica implícita para calcular o fluxo de massa de refrigerante.

5 RESULTADOS

5.1 INTRODUÇÃO

No presente capítulo, os resultados experimentais são apresentados e analisados através do cálculo dos efeitos das variáveis independentes sobre a vazão mássica. Adicionalmente, os diferentes métodos propostos para estimar a vazão mássica de R-744 através de tubos capilares adiabáticos (i.e., correlação empírica adimensional, modelo diferencial e modelo algébrico) são analisados e discutidos através da comparação com dados experimentais. Em todos os casos, o erro entre as previsões tanto da correlação empírica como dos modelos matemáticos foi calculado através da seguinte equação:

$$Erro = \frac{(\dot{m}_{calc} - \dot{m}_{exp})}{\dot{m}_{exp}} 100 \quad (42)$$

Adicionalmente, o exercício de seleção das correlações empíricas para os fatores de atrito e para a viscosidade bifásica, fundamental aos modelos matemáticos, também é detalhado neste Capítulo. Para tanto, as previsões do modelo empregando as diversas combinações entre os fatores de atrito e a viscosidade bifásica foram comparadas com dados experimentais através do cômputo do desvio médio quadrático (RMS, do inglês *Root Mean Square*), calculado pela seguinte equação:

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^M (Erro_i)^2}{M}} \quad (43)$$

onde M representa o número de experimentos.

5.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

As Tabelas 9 e 10 mostram resultados experimentais, com as respectivas incertezas de medição, obtidos respectivamente através do experimento fatorial (24 pontos) e dos testes onde se manteve a pressão na entrada do tubo capilar na condição ótima (12 pontos).

Os resultados das Tabelas 9 e 10 mostram que os experimentos cobriram uma faixa de vazão variando de cerca de 5 kg/h até 24 kg/h, típicos do segmento de refrigeração comercial. Como mencionado no Capítulo 3, as variáveis independentes foram variadas nas seguintes faixas: pressão na entrada de 80 a 115 bar, temperatura na entrada de 28 a 45°C, comprimento de 2 a 4 m, e diâmetro interno de 0,55 a 0,83 mm. Em todos os casos, a pressão na saída foi mantida em 26,5 bar, salvo para os testes 9, 10 e 29, onde pressões em torno de 34 bar foram obtidas. Isso se deve à dificuldade de se obter pressões mais baixas com a restrição imposta pelo capilar empregado, que possui o maior diâmetro e o menor comprimento, o que implica em vazões mássicas elevadas.

A influência das variáveis independentes sobre o fluxo de massa foi avaliada através da análise dos efeitos principais e combinados obtidos a partir do processamento dos resultados do experimento fatorial (ver Apêndice VII). A magnitude dos efeitos principais e dos efeitos combinados mais significativos é mostrada na Figura 40, onde se observa que, como esperado, o diâmetro interno (D) é o parâmetro que mais afeta a vazão mássica. Isso se deve ao fato da vazão mássica apresentar uma relação diretamente proporcional ao diâmetro interno elevado à $5/2$.

O comprimento do tubo e a pressão na entrada também se mostraram parâmetros importantes, apesar de apresentarem efeitos contrários: enquanto o aumento na pressão na entrada eleva a vazão mássica, o aumento no comprimento a diminui. Por fim, observou-se que a entalpia na entrada exerce um efeito moderado sobre a vazão mássica, sendo que um aumento neste parâmetro implica numa sutil redução da vazão mássica. Em todos os casos, observou-se que o experimento fatorial reproduziu adequadamente as tendências físicas esperadas das influências das variáveis independentes sobre a vazão.

Adicionalmente, alguns efeitos combinados mostraram-se importantes durante a análise do experimento fatorial. A combinação da pressão na entrada com o diâmetro, representada no gráfico por $p_e D$, a combinação do diâmetro com o comprimento, indicada por LD , e a combinação da entalpia na entrada com o diâmetro, indicada por $h_e D$, mostraram-se tão importantes quanto a entalpia na entrada, embora tenham magnitudes bastante inferiores àquelas dos demais efeitos principais. Os efeitos combinados $p_e L$ e $h_e L$

foram desprezados, uma vez que resultaram em valores da ordem das incertezas de medição.

Tabela 9 – Resultados experimentais do planejamento fatorial

Teste	L [mm]	D [mm]	p_e [bar]	T_e [°C]	p_s [bar]	\dot{m} [kg/h]
1	4000,0 ($\pm 0,3$)	0,55 ($\pm 0,03$)	115,0 ($\pm 0,1$)	32,7 ($\pm 0,1$)	26,30 ($\pm 0,05$)	
2			115,0 ($\pm 0,1$)	45,5 ($\pm 0,1$)	25,83 ($\pm 0,05$)	
3			80,0 ($\pm 0,1$)	28,3 ($\pm 0,1$)	24,55 ($\pm 0,05$)	
4			80,0 ($\pm 0,1$)	34,5 ($\pm 0,1$)	24,34 ($\pm 0,05$)	
5	2002,7 ($\pm 0,3$)	0,55 ($\pm 0,02$)	115,0 ($\pm 0,1$)	32,6 ($\pm 0,1$)	26,45 ($\pm 0,05$)	
6			115,0 ($\pm 0,1$)	45,3 ($\pm 0,1$)	23,45 ($\pm 0,05$)	
7			80,0 ($\pm 0,1$)	28,1 ($\pm 0,1$)	25,83 ($\pm 0,05$)	
8			80,0 ($\pm 0,1$)	34,3 ($\pm 0,1$)	26,38 ($\pm 0,05$)	
9	2001,3 ($\pm 0,3$)	0,83 ($\pm 0,02$)	115,0 ($\pm 0,1$)	32,6 ($\pm 0,1$)	34,49 ($\pm 0,05$)	
10			115,0 ($\pm 0,1$)	45,4 ($\pm 0,1$)	33,32 ($\pm 0,05$)	
11			80,0 ($\pm 0,1$)	28,1 ($\pm 0,1$)	26,44 ($\pm 0,05$)	
12			80,0 ($\pm 0,1$)	34,4 ($\pm 0,1$)	25,97 ($\pm 0,05$)	
13	4001,7 ($\pm 0,3$)	0,64 ($\pm 0,03$)	115,0 ($\pm 0,1$)	32,7 ($\pm 0,1$)	26,65 ($\pm 0,05$)	
14			115,0 ($\pm 0,1$)	45,3 ($\pm 0,1$)	26,38 ($\pm 0,05$)	
15			80,0 ($\pm 0,1$)	28,2 ($\pm 0,1$)	26,62 ($\pm 0,05$)	
16			80,0 ($\pm 0,1$)	34,5 ($\pm 0,1$)	26,45 ($\pm 0,05$)	
17	3998,4 ($\pm 0,3$)	0,83 ($\pm 0,03$)	115,0 ($\pm 0,1$)	32,6 ($\pm 0,1$)	27,66 ($\pm 0,05$)	
18			115,0 ($\pm 0,1$)	45,3 ($\pm 0,1$)	26,72 ($\pm 0,05$)	
19			80,0 ($\pm 0,1$)	28,1 ($\pm 0,1$)	26,42 ($\pm 0,05$)	
20			80,0 ($\pm 0,1$)	34,6 ($\pm 0,1$)	26,40 ($\pm 0,05$)	
21	2001,1 ($\pm 0,3$)	0,64 ($\pm 0,03$)	115,0 ($\pm 0,1$)	32,6 ($\pm 0,1$)	25,98 ($\pm 0,05$)	
22			115,0 ($\pm 0,1$)	45,3 ($\pm 0,1$)	26,36 ($\pm 0,05$)	
23			80,0 ($\pm 0,1$)	28,3 ($\pm 0,1$)	26,36 ($\pm 0,05$)	
24			80,0 ($\pm 0,1$)	34,4 ($\pm 0,1$)	26,11 ($\pm 0,05$)	

Tabela 10 – Resultados experimentais para os pontos com pressão ótima na entrada do tubo capilar

Teste	L [mm]	D [mm]	p_e [bar]	T_e [°C]	p_s [bar]	\dot{m} [kg/h]
25	4000,0 ($\pm 0,3$)	0,55 ($\pm 0,03$)	109,9 ($\pm 0,1$)	42,1 ($\pm 0,1$)	25,35 ($\pm 0,05$)	
26			84,53 ($\pm 0,1$)	34,7 ($\pm 0,1$)	26,76 ($\pm 0,05$)	
27	2002,7 ($\pm 0,3$)	0,55 ($\pm 0,02$)	109,9 ($\pm 0,1$)	41,7 ($\pm 0,1$)	26,03 ($\pm 0,05$)	
28			84,53 ($\pm 0,1$)	33,8 ($\pm 0,1$)	26,73 ($\pm 0,05$)	
29	2001,3 ($\pm 0,3$)	0,83 ($\pm 0,02$)	109,9 ($\pm 0,1$)	41,9 ($\pm 0,1$)	33,38 ($\pm 0,05$)	
30			84,53 ($\pm 0,1$)	33,6 ($\pm 0,1$)	26,18 ($\pm 0,05$)	
31	4001,7 ($\pm 0,3$)	0,64 ($\pm 0,03$)	109,9 ($\pm 0,1$)	41,8 ($\pm 0,1$)	26,36 ($\pm 0,05$)	
32			84,53 ($\pm 0,1$)	33,8 ($\pm 0,1$)	26,51 ($\pm 0,05$)	
33	3998,4 ($\pm 0,3$)	0,83 ($\pm 0,03$)	109,9 ($\pm 0,1$)	41,8 ($\pm 0,1$)	26,43 ($\pm 0,05$)	
34			84,52 ($\pm 0,1$)	33,7 ($\pm 0,1$)	26,46 ($\pm 0,05$)	
35	2001,1 ($\pm 0,3$)	0,64 ($\pm 0,03$)	109,9 ($\pm 0,1$)	41,8 ($\pm 0,1$)	26,12 ($\pm 0,05$)	
36			84,52 ($\pm 0,1$)	33,6 ($\pm 0,1$)	26,43 ($\pm 0,05$)	

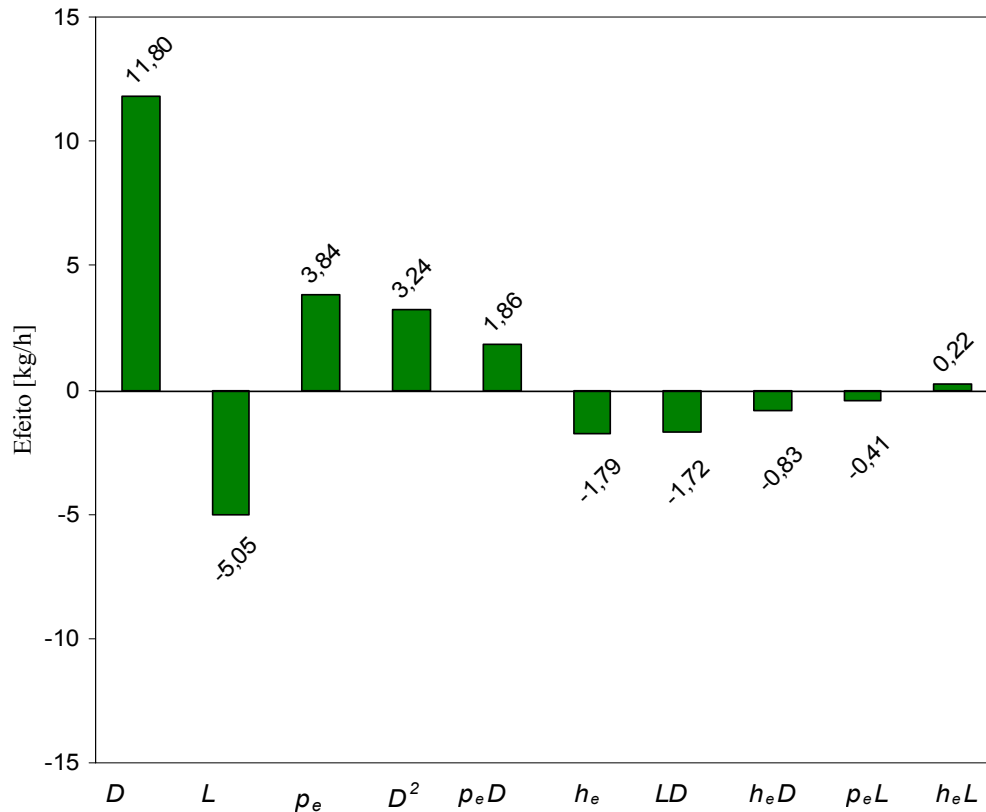


Figura 40 – Efeitos das variáveis independentes sobre a vazão mássica

5.3 CORRELAÇÃO EMPÍRICA

Após a identificação dos efeitos, ajustou-se uma correlação empírica com base nos resultados experimentais, empregando o método descrito na Seção 3.7. As variáveis independentes consideradas pela correlação são aquelas que mostraram os efeitos mais significativos durante a análise do experimento fatorial. Foram considerados o diâmetro e o comprimento do tubo, a condição do refrigerante na entrada do capilar (pressão e temperatura), além dos efeitos combinados D^2 , $p_e D$, LD e $T_e D$, totalizando 9 coeficientes que foram ajustados através do método dos mínimos quadrados empregando-se apenas os 24 pontos gerados pelo experimento fatorial. Os 12 pontos adicionais foram utilizados posteriormente para validar a correlação. Enfatiza-se que, neste caso, a entalpia foi substituída pela temperatura correspondente do refrigerante na entrada, uma vez que esta informação, em aplicações de campo, pode ser obtida com mais facilidade. A correlação é dada por:

$$\dot{m} = c_1 + c_2 \tilde{p}_e + c_3 \tilde{T}_e + c_4 \tilde{L} + c_5 \tilde{D} + c_6 \tilde{D}^2 + c_7 \tilde{p}_e \tilde{D} + c_8 \tilde{T}_e \tilde{D} + c_9 \tilde{L} \tilde{D} \quad (44)$$

onde o “til” sobrescrito indica que os parâmetros foram adimensionalizados de acordo com a equação (5).

Deve-se mencionar que a correlação proposta difere das demais encontradas na literatura – tais como as correlações dimensionais empregadas por Zangari (1998) e Cunha (2001), derivadas diretamente do experimento fatorial, ou as correlações adimensionais tipo π propostas por Melo et al. (1999) para dimensionar tubos capilares adiabáticos – uma vez que as variáveis independentes foram adimensionalizadas com base na faixa testada (ver seção 3.7), de modo que seus valores variam no intervalo de -1 a 1. Isso permite que os termos da correlação sejam comparados através da ordem de grandeza dos coeficientes ajustados, de forma semelhante, embora mais simplificada que aquela empregada na análise do experimento fatorial.

Os coeficientes obtidos são mostrados na Tabela 11. Uma análise da magnitude dos coeficientes mostra, mais uma vez, que o diâmetro é o parâmetro preponderante sobre a vazão mássica, seguido da pressão na entrada, do comprimento e da temperatura na entrada. Em adição, uma análise do sinal dos coeficientes mostra que um aumento no diâmetro ou na pressão de entrada eleva a vazão, enquanto um aumento no comprimento ou na temperatura reduz a vazão, como esperado.

Tabela 11 – Coeficientes obtidos para correlação empírica

c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7	c_8	c_9
11,472	0,142	-0,086	-0,098	0,350	0,254	0,218	-0,101	-0,154

A Figura 41 mostra as diferenças relativas entre as previsões da equação (44) e os 36 dados experimentais. Com exceção de um ponto, todos os demais foram estimados com uma margem de erro de $\pm 10\%$, apresentando um erro global RMS de 4,5%.

Embora a correlação proposta seja de fácil implementação e exija poucos recursos computacionais, seu uso se restringe à faixa empregada no experimento fatorial, podendo produzir resultados pouco realistas caso seja empregada para extrapolações. Tal fato motivou o desenvolvimento dos modelos matemáticos descritos no Capítulo 4.

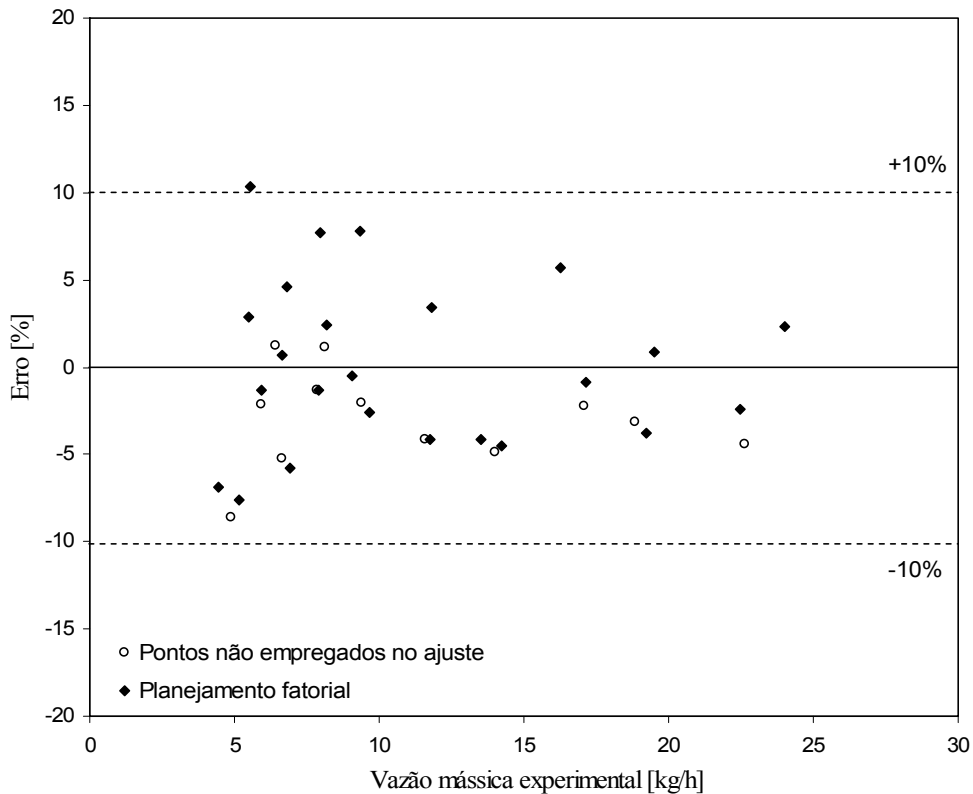


Figura 41 – Comparação entre as predições da correlação proposta com os dados experimentais

5.4 MODELO DIFERENCIAL

5.4.1 SELEÇÃO DAS CORRELAÇÕES E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

Como mencionado no Capítulo 4, o modelo diferencial desenvolvido para simular o escoamento de CO_2 em tubos capilares adiabáticos carece de informações acerca dos fatores de atrito nas regiões monofásicas e bifásica, bem como sobre a viscosidade média nessa última região. Tais informações são obtidas de correlações empíricas disponíveis na literatura, tais como aquelas mencionadas no Capítulo 4.

A fim de selecionar o melhor conjunto de correlações para os fatores de atrito e para a viscosidade bifásica, os resultados gerados pelo modelo foram comparados com os dados experimentais para todas as combinações mostradas na Tabela 12. O erro RMS foi adotado como critério de comparação entre as 12 combinações empregadas.

A Figura 42 mostra, com auxílio de um diagrama de barras, os erros RMS obtidos para cada uma das combinações da Tabela 12. Verifica-se que a combinação composta pelo fator de atrito de Churchill (1977) para as regiões monofásicas juntamente com o fator

de atrito de Moody (1944) e com viscosidade de Dukler *et al.* (1964) para a região bifásica apresentou a menor discrepância em relação aos dados experimentais, sendo adotada neste trabalho. Verifica-se ainda que os resultados obtidos com a correlação de Churchill (1977) para o fator de atrito bifásico mostraram-se próximos dos obtidos com a correlação de Moody (1944), como mostrado na Figura 32 do Capítulo 4.

Tabela 12 – Combinações de fator de atrito e viscosidade bifásicas avaliadas

Caso	Fator de atrito monofásico	Fator de atrito bifásico	Viscosidade bifásica
1	Churchill (1977)	Churchill (1977)	Owen (1986)
2	Churchill (1977)	Churchill (1977)	Cicchitti <i>et al.</i> (1960)
3	Churchill (1977)	Churchill (1977)	McAdams <i>et al.</i> (1942)
4	Churchill (1977)	Churchill (1977)	Dukler <i>et al.</i> (1964)
5	Churchill (1977)	Moody (1944)	Owen (1986)
6	Churchill (1977)	Moody (1944)	Cicchitti <i>et al.</i> (1960)
7	Churchill (1977)	Moody (1944)	McAdams <i>et al.</i> (1942)
8	Churchill (1977)	Moody (1944)	Dukler <i>et al.</i> (1964)
9	Churchill (1977)	Erth (1970)	Owen (1986)
10	Churchill (1977)	Erth (1970)	Cicchitti <i>et al.</i> (1960)
11	Churchill (1977)	Erth (1970)	McAdams <i>et al.</i> (1942)
12	Churchill (1977)	Erth (1970)	Dukler <i>et al.</i> (1964)

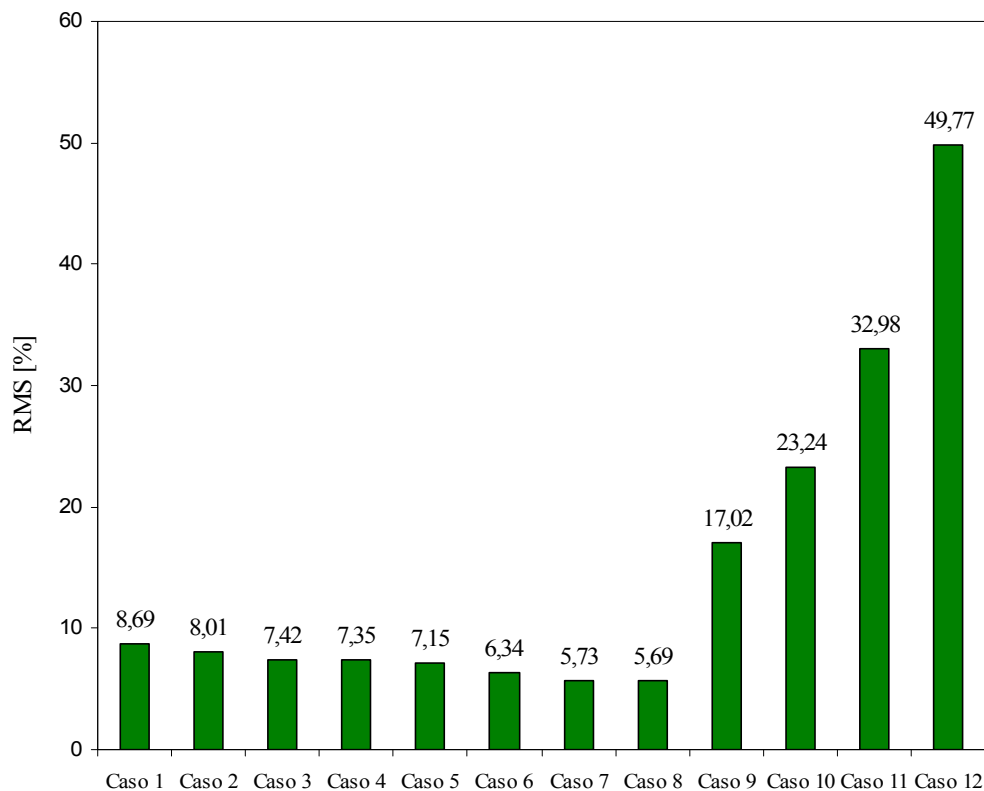


Figura 42 – Erro RMS para todas as combinações avaliadas

As Figuras 43 e 44 mostram o erro relativo das previsões do modelo para a vazão mássica em relação aos dados experimentais respectivamente para o pior caso (12) e para o

melhor caso (8). Verificam-se, na Figura 43, erros da ordem de até 100% quando as correlações de Erth (1970) e de Dukler *et al.* (1964) são empregadas respectivamente para o fator de atrito e para a viscosidade na região bifásica. Na Figura 44, observa-se que, com exceção de quatro pontos, todos os demais apresentaram erros na banda de $\pm 10\%$, o que é considerado um resultado bastante satisfatório tendo-se em vista as incertezas experimentais.

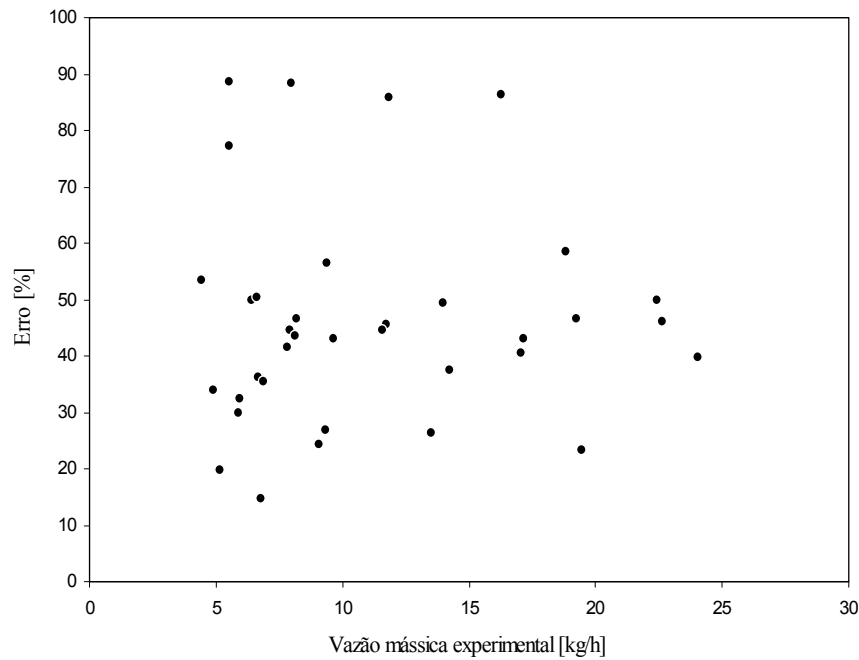


Figura 43 - Comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais para o pior caso (12)

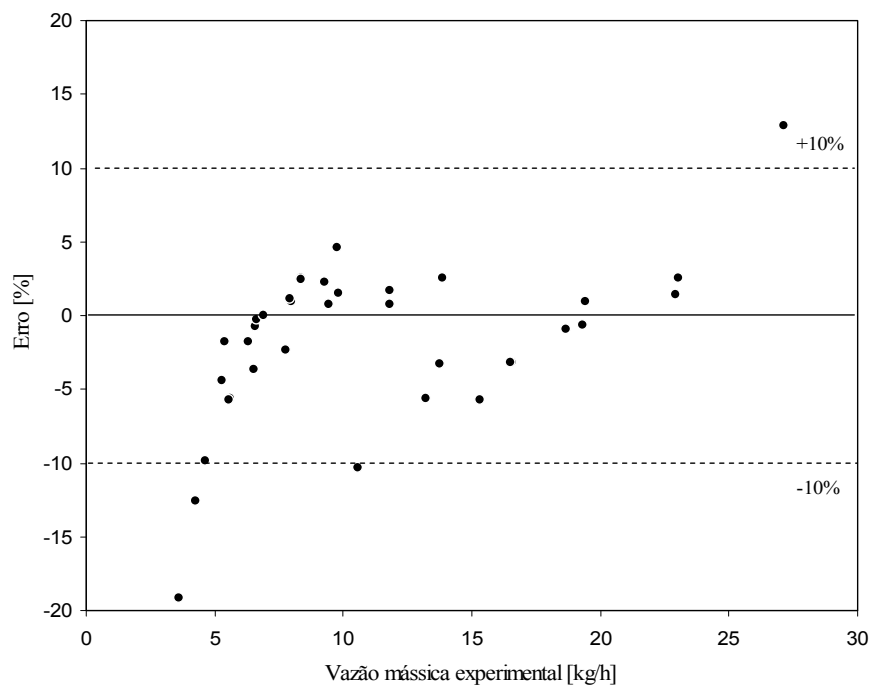


Figura 44 – Comparação entre os resultados numéricos e os dados experimentais para o melhor caso (8)

5.4.2 ANÁLISE NUMÉRICA DO ESCOAMENTO TRANSCRÍTICO DE R-744

Após o exercício de validação, o modelo foi empregado para investigar o escoamento transcrito de R-744 em tubos capilares adiabáticos. Tal estudo foi conduzido através da análise dos perfis de pressão, temperatura, velocidade e número de Reynolds ao longo do tubo, obtidos para a seguinte condição: tubo capilar com 2 m de comprimento e 0,64 mm de diâmetro, pressão e temperatura na entrada mantidas respectivamente em 115 bar e 36,2°C, pressão na saída de 25,98 bar.

A Figura 45 mostra o perfil de temperatura ao longo do escoamento, onde se verifica que a temperatura decresce tanto nas regiões monofásicas como na região bifásica, que se inicia a aproximadamente 1,4 m após a entrada do tubo. Uma análise comparativa com os perfis de temperatura típicos de escoamentos subcríticos em tubos capilares adiabáticos, onde a temperatura da região líquida é praticamente constante, mostra que, na expansão transcrito de CO₂, há uma redução significativa da temperatura nas regiões monofásicas, incluindo a região de líquido sub-resfriado, que se deve à curvatura das linhas isotérmicas na região próxima ao ponto crítico. Isso fica ainda mais evidente quando se analisa o perfil de pressão, ilustrado na Figura 46, onde se pode perceber que, na região de líquido, a pressão de saturação correspondente à temperatura do líquido sub-resfriado varia ao longo do escoamento, fato não observado nos escoamentos sub-críticos estudados experimentalmente por Gonçalves (1994) e Cunha (2001), quando a pressão de saturação se mantinha praticamente constante.

Verificou-se ainda que o perfil de temperatura calculado representou satisfatoriamente os dados experimentais, apresentando pequenas discrepâncias na região bifásica (ver Figura 45).

A análise do perfil de pressão (Figura 46) mostra ainda que a pressão da região monofásica descreve uma trajetória aproximadamente linear, de forma similar àquela observada em escoamentos subcríticos. Esta figura também permite observar que as transições entre as regiões supercrítica e transcrito e entre esta e a região de líquido ocorrem respectivamente nas posições de 0,43 e 1,18 m a partir da entrada do tubo.

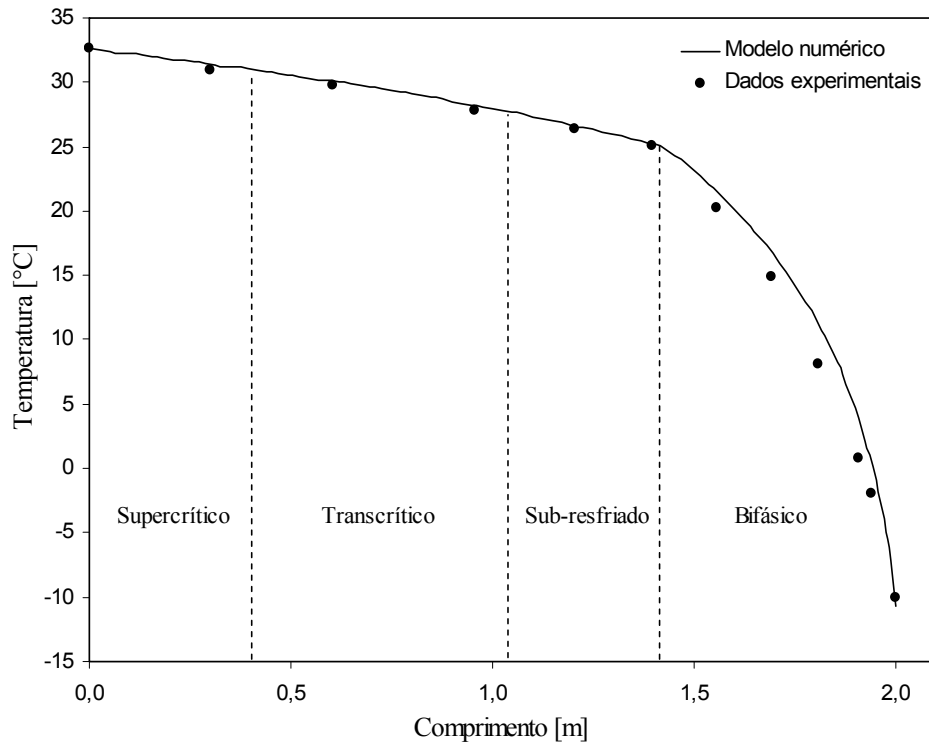


Figura 45 – Perfil de temperatura ao longo do tubo capilar

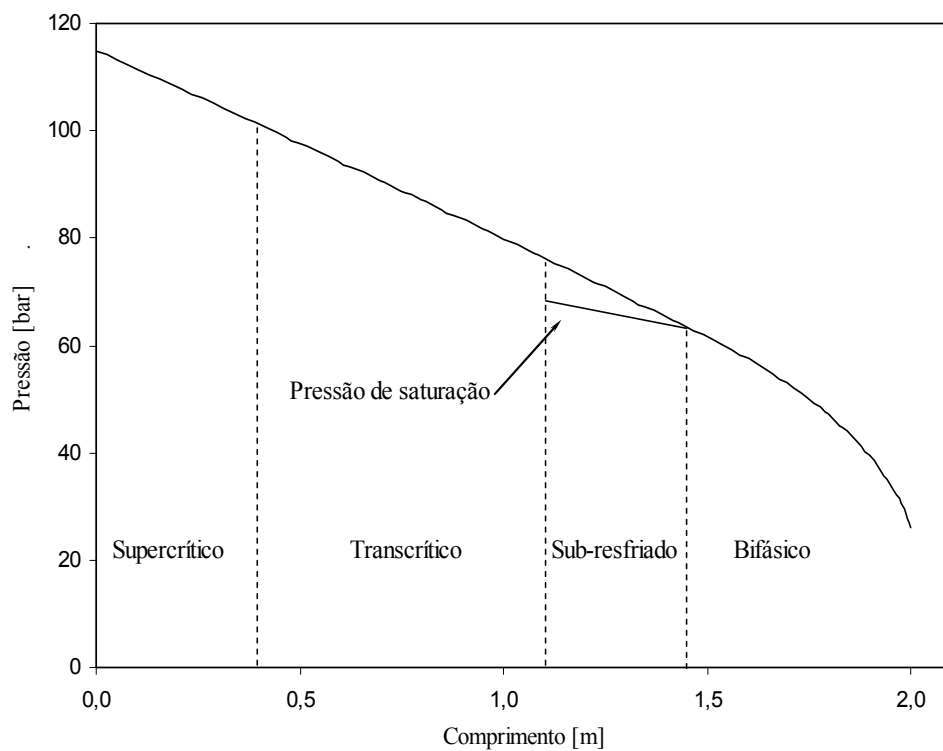


Figura 46 – Perfil de pressão ao longo do tubo capilar

A Figura 47 compara as parcelas da variação de pressão associadas à aceleração do escoamento e ao atrito ao longo do tubo capilar. Observa-se que o efeito do atrito é predominante tanto nas regiões monofásicas como na região bifásica. Nota-se ainda que, a partir do início da mudança de fase, o termo referente à aceleração passa a exercer uma influência cada vez maior, enquanto a parcela referente ao atrito diminui. Na saída do tubo, onde a velocidade do escoamento é máxima, as parcelas de atrito e aceleração apresentam praticamente a mesma ordem de grandeza. Deve se mencionar que a descontinuidade nas duas curvas se deve ao uso de diferentes correlações para o fator de atrito em cada região: Churchill (1977) para as regiões monofásicas e Moody (1944) para a região bifásica.

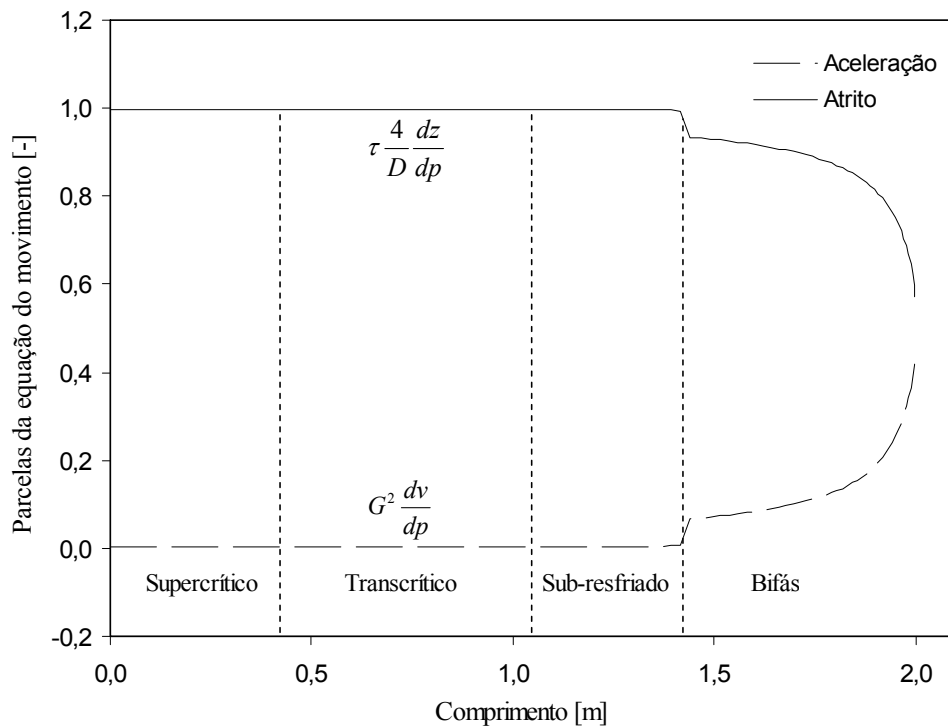


Figura 47 – Comparação entre a magnitude dos termos associados à aceleração e ao atrito presentes na equação da conservação de quantidade de movimento

A Figura 48 mostra o perfil de velocidade ao longo do tubo capilar, onde se observa que a velocidade nas regiões monofásicas sofre uma pequena variação em comparação com o que ocorre na região bifásica, mas que mesmo assim provocam uma variação de aproximadamente 10% no volume específico. Observa-se ainda que a velocidade média do fluido na saída do tubo capilar atinge valores próximos a 70 m/s. Para que a pressão sônica fosse atingida, a pressão no evaporador deveria ser reduzida de 26,6 para 16,6 bar, condição na qual a velocidade na saída do tubo capilar seria de 115 m/s.

A Figura 49 mostra a variação do número de Reynolds ao longo do escoamento, onde se observa valores da ordem de 10^6 , típicos de escoamentos turbulentos. Verifica-se que o número de Reynolds aumenta ao longo de todo o escoamento, uma vez que a viscosidade tanto das regiões monofásicas como da região bifásica diminuem com a pressão.

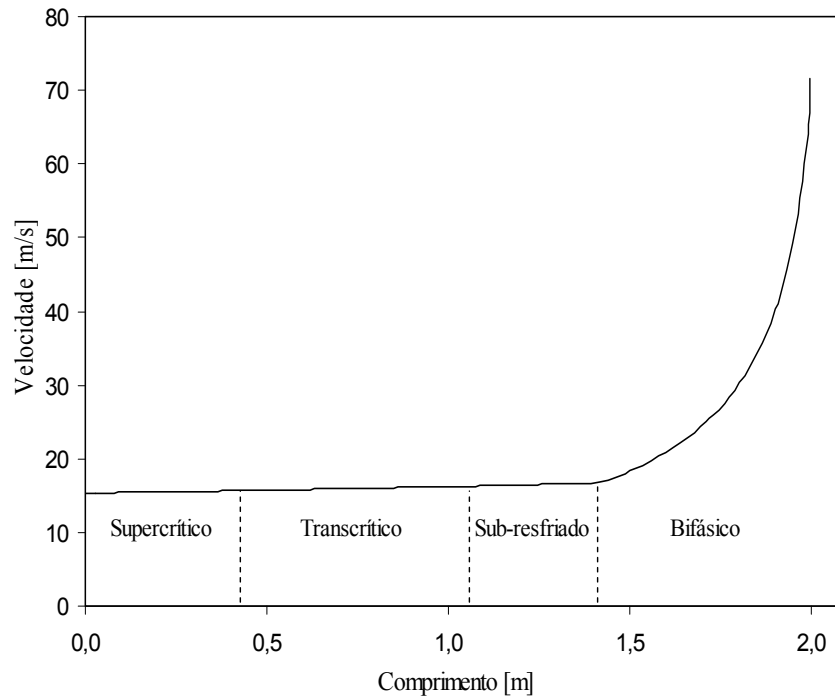


Figura 48 – Perfil da velocidade ao longo do tubo capilar

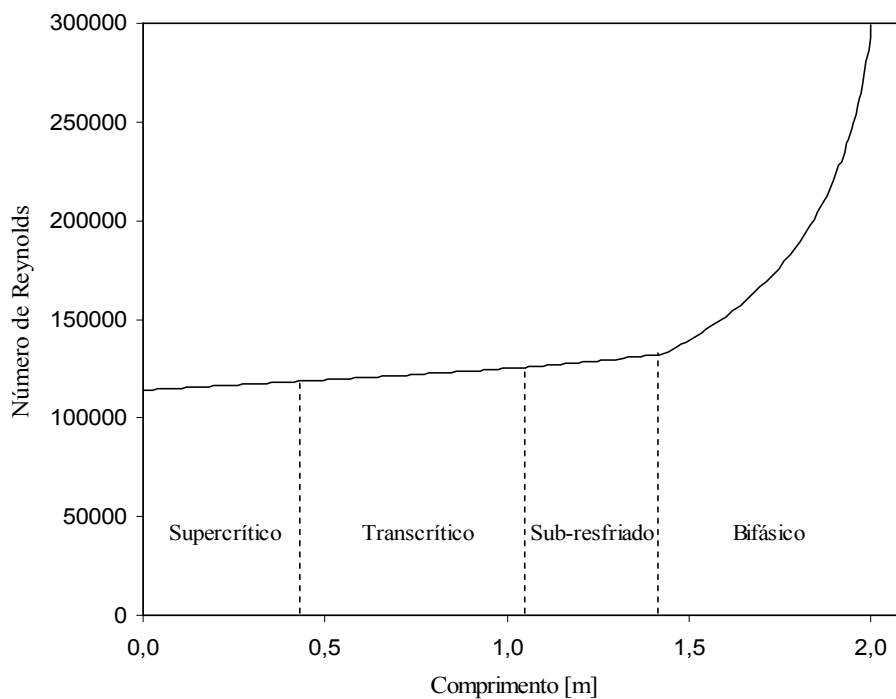


Figura 49 – Perfil do número de Reynolds ao longo do tubo capilar

Em suma, salvo pela variação da temperatura e do volume específico nas regiões monofásicas, o escoamento transcrito de R-744 mostrou-se próximo dos escoamentos subcríticos estudados anteriormente por Boabaid Neto (1994), Gonçalves (1994) e Cunha (2001).

5.5 MODELO ALGÉBRICO

Apesar dos resultados satisfatórios obtidos com o modelo diferencial e das suas potencialidades para investigação dos perfis do escoamento, verificou-se um custo computacional elevado (cerca de 2 minutos por caso), o que compromete a utilização de tal modelo em programas de simulação de sistemas de refrigeração. Isso motivou o desenvolvimento de um modelo algébrico para o escoamento transcrito de R-744 a partir de um modelo originalmente desenvolvido por Yilmaz e Ünal (1996) para escoamentos subcríticos, como mostrado no Capítulo 4.

A Figura 50 compara os erros relativos entre as predições do modelo de Yilmaz e Ünal (1996) e os 36 pontos experimentais. Observa-se que a formulação de Yilmaz e Ünal (1996), originalmente desenvolvida para escoamentos subcríticos, superestima a vazão experimental em quase 50% quando empregada para escoamentos transcritos, apresentando um erro RMS de 16,4%. Isso se deve tanto ao fato do modelo não considerar a variação do volume específico na região monofásica quanto ao fato da correlação empregada para calcular o volume da região bifásica não ser aplicável ao R-744, o que o torna inadequado para a solução de escoamentos transcritos.

Por este motivo, o modelo de Yilmaz e Ünal (1996) foi adaptado para levar em conta os fatores mencionados, como mostrado no Capítulo 4. A Figura 51 mostra erros relativos entre as previsões do modelo adaptado para escoamentos transcritos em comparação com os dados experimentais, onde se observa uma satisfatória concordância, com erros na faixa de $\pm 10\%$ e um erro RMS de 6,3%. Isso indica que a abordagem algébrica proposta se aplica à solução de escoamentos transcritos de R-744 em tubos capilares adiabáticos. Salienta-se que, neste caso, fez-se uso das mesmas correlações selecionadas para o modelo diferencial.

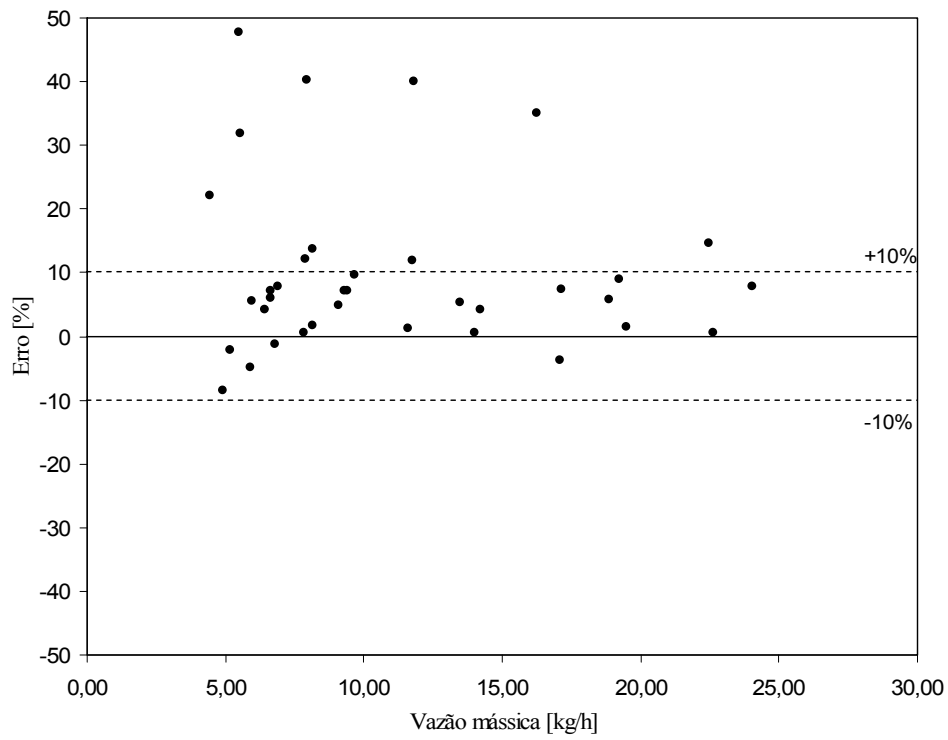


Figura 50 - Comparação entre os resultados do modelo de Yilmaz e Ünal (1996) e os dados experimentais

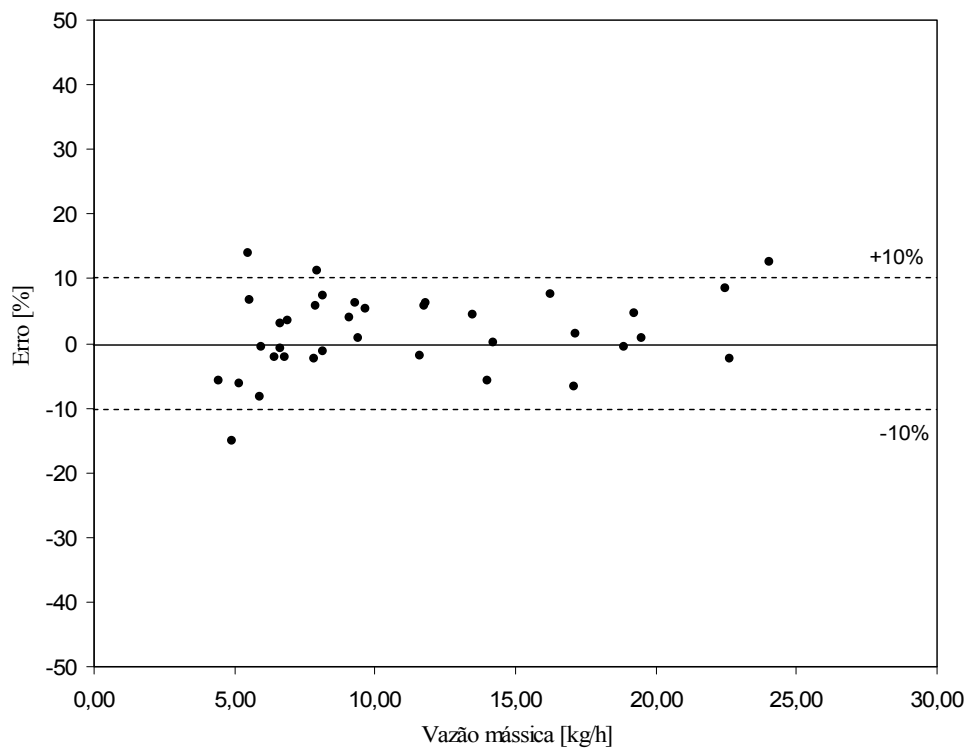


Figura 51 – Comparação entre os resultados do modelo algébrico adaptado e os dados experimentais

5.6 COMPARAÇÕES ENTRE OS MODELOS

A fim de estender o exercício de validação dos modelos propostos (i.e., correlação empírica, modelo diferencial e modelo algébrico) para uma faixa de operação mais abrangente, experimentos adicionais foram realizados em condições de pressão e temperatura na entrada e pressão na saída do tubo fora da região definida para o experimento fatorial. Foram obtidos 34 novos pontos experimentais, sumarizados na Tabela 13, dando origem a uma base de dados com um total de 70 pontos experimentais.

Tabela 13 – Resultados dos ensaios experimentais adicionais

Teste	L [mm]	D [mm]	p_e [bar]	T_e [°C]	p_s [bar]	\dot{m} [kg/h]
37	2000,7 ($\pm 0,3$)	0,55 ($\pm 0,02$)	107,1 ($\pm 0,1$)	38,5 ($\pm 0,1$)	23,63 ($\pm 0,05$)	
38			83,9 ($\pm 0,1$)	35,4 ($\pm 0,1$)	13,08 ($\pm 0,05$)	
39			75,5 ($\pm 0,1$)	30,5 ($\pm 0,1$)	20,49 ($\pm 0,05$)	
40			119,9 ($\pm 0,1$)	43,3 ($\pm 0,1$)	32,17 ($\pm 0,05$)	
41	4000,2 ($\pm 0,3$)	0,64 ($\pm 0,03$)	120,0 ($\pm 0,1$)	34,4 ($\pm 0,1$)	22,45 ($\pm 0,05$)	
42			100,1 ($\pm 0,1$)	31,6 ($\pm 0,1$)	18,21 ($\pm 0,05$)	
43			95,0 ($\pm 0,1$)	31,7 ($\pm 0,1$)	21,00 ($\pm 0,05$)	
44			105,0 ($\pm 0,1$)	31,7 ($\pm 0,1$)	30,00 ($\pm 0,05$)	
45	2000,4 ($\pm 0,3$)	0,83 ($\pm 0,02$)	100,0 ($\pm 0,1$)	35,8 ($\pm 0,1$)	33,17 ($\pm 0,05$)	
46			90,0 ($\pm 0,1$)	36,8 ($\pm 0,1$)	25,50 ($\pm 0,05$)	
47			120,0 ($\pm 0,1$)	46,1 ($\pm 0,1$)	33,82 ($\pm 0,05$)	
48			75,0 ($\pm 0,1$)	31,7 ($\pm 0,1$)	21,34 ($\pm 0,05$)	
49	3998,4 ($\pm 0,3$)	0,83 ($\pm 0,03$)	75,0 ($\pm 0,1$)	33,5 ($\pm 0,1$)	17,89 ($\pm 0,05$)	
50			80,0 ($\pm 0,1$)	35,5 ($\pm 0,1$)	24,50 ($\pm 0,05$)	
51			85,0 ($\pm 0,1$)	35,5 ($\pm 0,1$)	24,48 ($\pm 0,05$)	
52			90,0 ($\pm 0,1$)	34,7 ($\pm 0,1$)	26,92 ($\pm 0,05$)	
53			95,0 ($\pm 0,1$)	34,7 ($\pm 0,1$)	26,37 ($\pm 0,05$)	
54			98,5 ($\pm 0,1$)	34,7 ($\pm 0,1$)	25,69 ($\pm 0,05$)	
55			105,0 ($\pm 0,1$)	34,2 ($\pm 0,1$)	27,79 ($\pm 0,05$)	
56			110,0 ($\pm 0,1$)	35,5 ($\pm 0,1$)	32,46 ($\pm 0,05$)	
57			115,0 ($\pm 0,1$)	35,5 ($\pm 0,1$)	32,98 ($\pm 0,05$)	
58			120,1 ($\pm 0,1$)	35,6 ($\pm 0,1$)	32,99 ($\pm 0,05$)	
59			85,0 ($\pm 0,1$)	31,8 ($\pm 0,1$)	24,00 ($\pm 0,05$)	
60			90,0 ($\pm 0,1$)	31,8 ($\pm 0,1$)	26,31 ($\pm 0,05$)	
61			110,1 ($\pm 0,1$)	31,7 ($\pm 0,1$)	29,42 ($\pm 0,05$)	
62			80,0 ($\pm 0,1$)	37,3 ($\pm 0,1$)	17,63 ($\pm 0,05$)	
63			85,0 ($\pm 0,1$)	37,4 ($\pm 0,1$)	21,43 ($\pm 0,05$)	
64			90,0 ($\pm 0,1$)	37,5 ($\pm 0,1$)	23,63 ($\pm 0,05$)	
65			95,0 ($\pm 0,1$)	37,5 ($\pm 0,1$)	24,27 ($\pm 0,05$)	
66			100,0 ($\pm 0,1$)	37,7 ($\pm 0,1$)	25,82 ($\pm 0,05$)	
67			104,5 ($\pm 0,1$)	37,6 ($\pm 0,1$)	26,63 ($\pm 0,05$)	
68			110,0 ($\pm 0,1$)	37,8 ($\pm 0,1$)	27,16 ($\pm 0,05$)	
69			120,0 ($\pm 0,1$)	37,3 ($\pm 0,1$)	29,17 ($\pm 0,05$)	
70			115,0 ($\pm 0,1$)	37,9 ($\pm 0,1$)	27,60 ($\pm 0,05$)	

A Figura 52 mostra o estado termodinâmico do fluido na entrada e na saída do tubo capilar para cada um dos 70 pontos experimentais, que incluem as seguintes faixas de pressão: pressão na entrada de 75 a 120 bar e pressão de saída de 13 a 34 bar. Foram realizados ainda 4 experimentos com a condição na entrada localizada a direita do ponto crítico.

Os valores referentes aos 70 ensaios experimentais foram comparados com os resultados previstos pelos três modelos para a vazão mássica, como mostra a Figura 53. Uma análise da distribuição dos erros mostrou que 91% dos pontos estimados pela correlação empírica, 94% dos pontos estimados pelo método de integração numérica e 86% dos pontos estimados pela integração analítica encontraram-se dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$.

Ao observar os pontos que apresentaram os maiores erros, verificou-se que quatro deles localizavam-se a direita do ponto crítico, região na qual se observa uma degradação do desempenho do sistema de refrigeração. A exclusão desses pontos da análise resultou no enquadramento de 96% dos pontos estimados pela correlação empírica, 95% dos pontos estimados pelo modelo diferencial e 94% dos pontos estimados pelo modelo algébrico dentro de uma faixa de erro de $\pm 10\%$, como ilustrado na Figura 54. Tanto a correlação empírica como o modelo algébrico são afetados, uma vez que não se aplicam à expansões a direita do ponto crítico. O modelo diferencial não teve a sua distribuição dos erros afetada, pois se aplica a qualquer faixa de operação.

A sensibilidade dos modelos em relação aos parâmetros geométricos (D e L) e de operação (p_e e h_e) foi analisada através da análise de efeitos do projeto fatorial mostrada na Tabela 9. Os resultados do projeto fatorial obtidos tanto experimentalmente como através da correlação empírica e dos modelos matemáticos são mostrados na Figura 55. Observa-se que tanto a correlação empírica como os modelos teóricos representam satisfatoriamente a sensibilidade dos dados experimentais em relação aos parâmetros geométricos e de operação.

Os coeficientes da correlação empírica também foram recalculados, empregando os 66 pontos localizados à esquerda do ponto crítico. No entanto, não foram observadas melhorias significativas nos resultados uma vez que o RMS foi reduzido de 4,4 % para 4,2%.

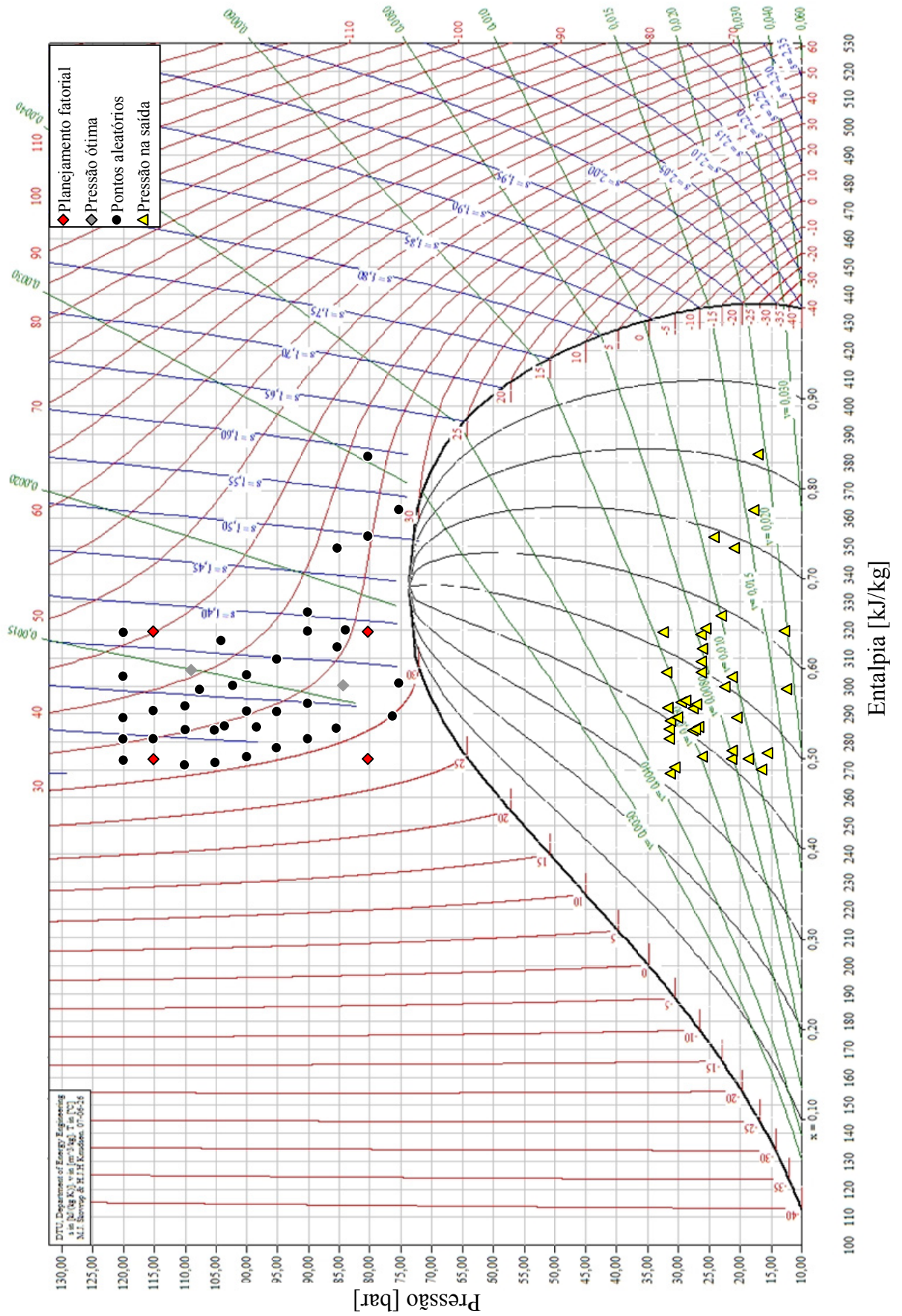


Figura 52 – Pontos experimentais representados em um diagrama $p-h$

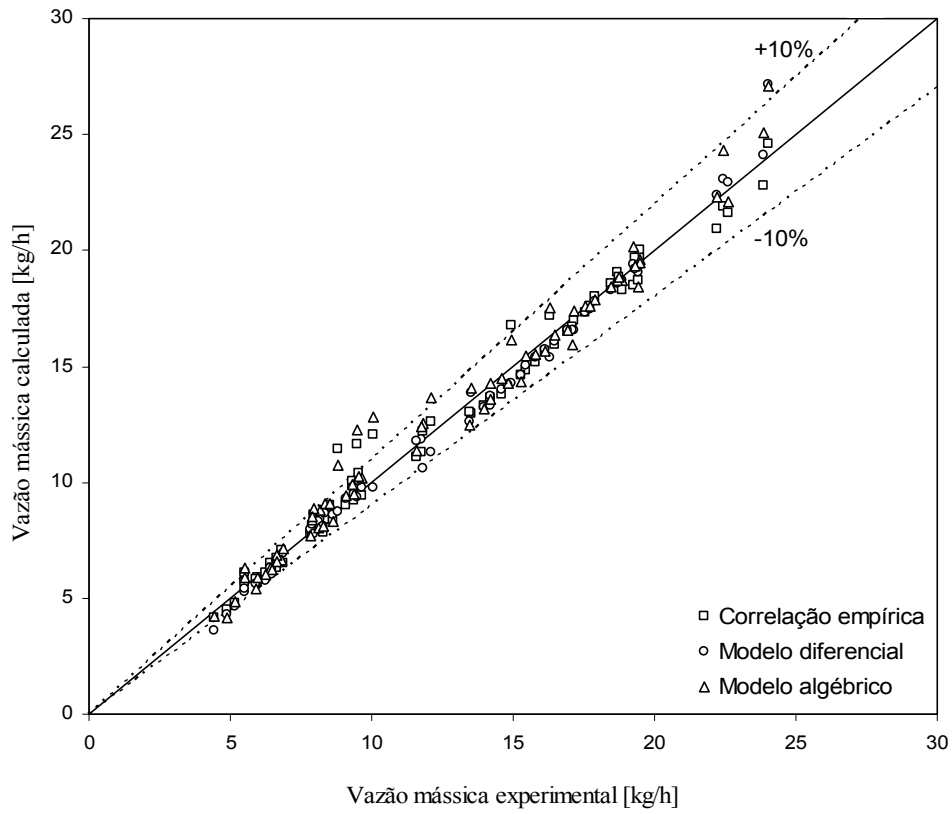


Figura 53 – Comparação entre os métodos propostos empregando toda a base de dados experimentais

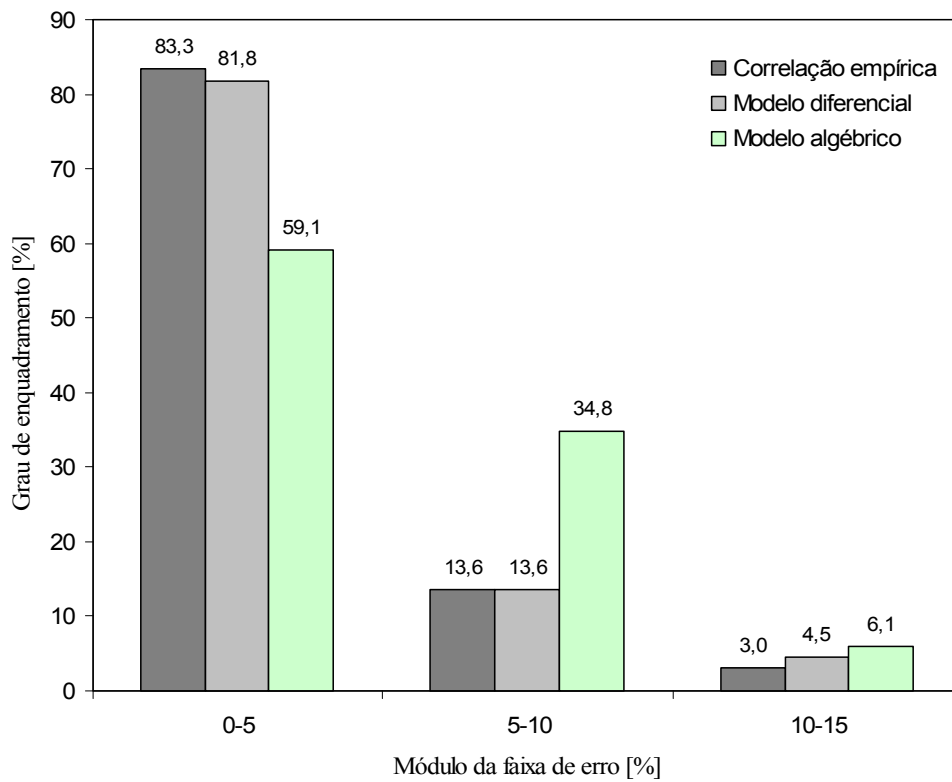


Figura 54 – Comparação entre os métodos propostos para o cálculo da vazão mássica

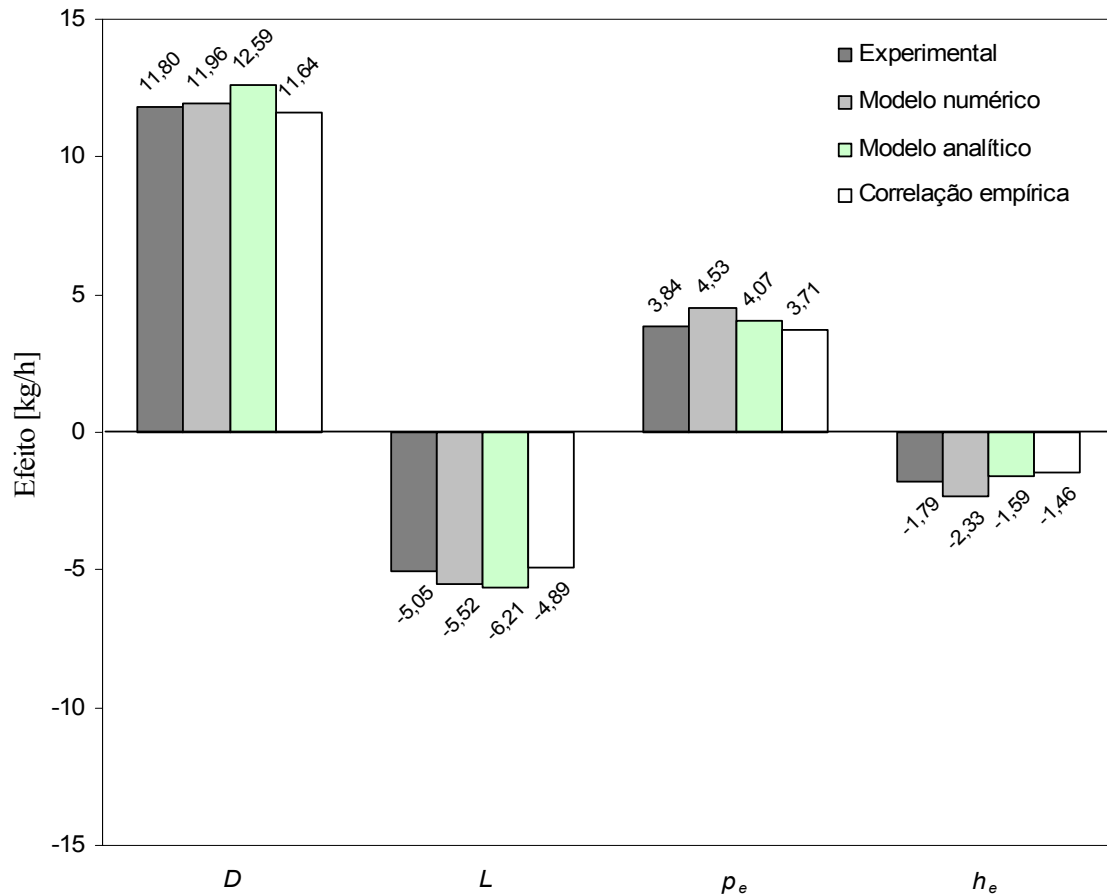


Figura 55 – Comparação entre os efeitos principais calculados através dos diferentes métodos propostos para o cálculo da vazão mássica

5.7 SÍNTESE DO CAPÍTULO

O presente capítulo apresentou uma base de dados experimentais para o escoamento transcrito de R-744 em tubos capilares adiabáticos até então inédita na literatura. A base de dados foi analisada através de um planejamento fatorial, que indicou o diâmetro como o parâmetro com maior efeito sobre a vazão mássica. Os dados experimentais foram empregados para derivar uma correlação empírica adimensional, também inédita na literatura. Tanto a correlação proposta como os modelos matemáticos foram validados contra os 70 pontos experimentais, apresentando cerca de 95% dos pontos dentro da faixa de $\pm 10\%$ de erro, desconsiderando os casos a direita do ponto crítico. A Tabela 14 compara as principais características dos modelos propostos para calcular a vazão mássica de R-744 através de tubos capilares adiabáticos.

Após o exercício de validação, o modelo diferencial foi empregado para estudar o escoamento transcrito de R-744 em tubos capilares adiabáticos. Observou-se uma queda

da temperatura na região monofásica do escoamento, que não ocorre nos escoamentos subcríticos, e que se deve à curvatura das linhas isotermas na região do ponto crítico. Verificou-se também que a pressão sônica não é atingida nas condições típicas de refrigeração comercial. Por fim, concluiu-se também que a maior parcela da queda de pressão se deve ao atrito do fluido com as paredes do tubo.

Tabela 14 – Características dos modelos propostos

Modelo	Discretizado	Tempo computacional	Permite extrapolação da região de validação	RMS [%]
Diferencial	Sim	Alto	Sim	4,8
Algébrico	Não	Baixo	Sim*	5,4
Correlação empírica	Não	Baixo	Sim**	4,4

* Restrito a região à esquerda do ponto crítico

** Restrito à região próxima aos pontos experimentais empregados para a regressão

6 CONCLUSÕES

6.1 CONCLUSÕES FINAIS

O presente trabalho se propôs a investigar o escoamento transcrito de R-744 através de tubos capilares adiabáticos. As conclusões extraídas deste trabalho são detalhadas a seguir.

Sobre o Trabalho Experimental

Uma bancada experimental para estudar o escoamento transcrito de dióxido de carbono em tubos capilares foi especialmente projetada e construída, sendo capaz de operar com pressões de até 130 bar. O aparato foi então empregado para gerar uma base de dados inédita, específica para aplicações de refrigeração comercial, composta por 70 pontos experimentais. Os ensaios experimentais foram planejados estatisticamente com o objetivo de extrair o máximo de informações de um número mínimo de experimentos. Os dados foram usados para gerar uma correlação empírica adimensional que permite a obtenção da vazão mássica de refrigerante em função dos principais parâmetros que afetam o escoamento: pressão e temperatura na entrada, diâmetro interno e comprimento do tubo capilar. As previsões da correlação para a vazão mássica foram comparadas com os dados experimentais, quando a correlação mostrou-se capaz de prever 96% dos pontos experimentais com erros na faixa de $\pm 10\%$.

O trabalho experimental permitiu avançar o conhecimento sobre a expansão transcrito de R-744 em tubos capilares adiabáticos, com as seguintes observações principais:

- Verificou-se que o escoamento na saída do tubo capilar, para condições de operação típicas de refrigeração comercial, não atinge a velocidade do som. No entanto, observou-se que a vazão mássica de refrigerante é pouco afetada pela pressão na saída do tubo capilar;
- O diâmetro interno do tubo capilar afeta fortemente o escoamento, o que exige cuidados especiais para a medição dessa variável. Na caracterização geométrica dos tubos capilares testados, foram encontradas diferenças de até 10% em relação ao valor nominal;
- Observou-se uma redução significativa da temperatura do refrigerante na região transcítica do escoamento, que se deve à curvatura das linhas isotérmicas nesta região. Tal fenômeno não ocorre em escoamentos subcríticos.

Sobre os Modelos Matemáticos

Dois modelos matemáticos, um diferencial e outro algébrico, foram desenvolvidos para simular o escoamento de R-744 em tubos capilares adiabáticos. No primeiro, as equações da conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento foram resolvidas numericamente ao longo do escoamento empregando-se um procedimento iterativo de cálculo para estimar a vazão mássica de refrigerante. No segundo, a equação do movimento foi integrada analiticamente ao longo de uma linha isentálpica, dando origem a uma equação algébrica para computar a vazão mássica de R-744.

Ambos os modelos foram validados contra dados experimentais, mostrando-se capazes de prever 95% (modelo diferencial) e 94% (modelo algébrico) dos dados experimentais com erros na faixa de $\pm 10\%$, desconsiderando os pontos a direita do ponto crítico. Uma análise de sensibilidade explorando os efeitos das condições geométricas e de operação sobre a vazão mássica de R-744 mostrou que os modelos em questão reproduzem satisfatoriamente as tendências experimentais.

Adicionalmente, as seguintes conclusões foram extraídas do trabalho de modelagem matemática:

- Constatou-se que modelos para escoamentos transcíticos devem levar em conta os gradientes do volume específico e da viscosidade na região transcítica devido à dependência de tais parâmetros da pressão e da temperatura;

- As correlações para os fatores de atrito e para a viscosidade bifásica afetam fortemente as previsões dos modelos matemáticos. Após uma série de simulações, optou-se pela a combinação das correlações de Churchill (1977) para o fator de atrito na região monofásica com as correlações de Moody (1944) para o fator de atrito bifásico e Dukler *et al.* (1964) para a viscosidade bifásica;
- O modelo algérico proposto por Yilmaz e Ünal (1996) não se aplica ao escoamento transcrito de R-744, gerando erros da ordem de 50% nas previsões da vazão mássica. Tal modelo foi adaptado considerando-se a variação do volume específico na região transcrítica, quando este mostrou resultados satisfatórios.

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Ao longo desta atividade de pesquisa, foram identificadas as seguintes oportunidades para investigações futuras:

- Estudo numérico e experimental do escoamento transcrito de R-744 em tubos capilares não-adiabáticos, uma vez que grande parte dos sistemas comerciais de refrigeração a base de R-744 empregam um trocador de calor tubo capilar – linha de sucção para aumentar o efeito refrigerante específico e prevenir a admissão de líquido no compressor;
- Investigação experimental do efeito da circulação de mistura óleo-refrigerante sobre a vazão mássica do tubo capilar, uma vez que, em sistemas de refrigeração comercial a base de R-744, aproximadamente 5% do óleo do compressor escoam nos demais componentes do ciclo;
- Análise numérica e experimental da expansão transcrítica de R-744 em *short tubes* e válvulas de expansão termostáticas, que são dispositivos de expansão muito usados em bombas de calor, outro nicho para aplicação de R-744.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Agrawal, N., Bhattacharyya, S., 2007a, Performance evaluation of a non-adiabatic capillary tube in a transcritical CO₂ heat pump cycle, *International Journal of Thermal Sciences*, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2007.03.002.
- Agrawal, N., Bhattacharyya, S., 2007b, Optimized transcritical CO₂ heat pumps: performance comparison of capillary tubes against expansion valves, *International Journal of Refrigeration*, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2007.08.002.
- ASTM, 1976, *Standard specification for hard-drawn copper capillary tube for restrictor applications*, American National Standard ANSI/ASTM B 360 – 76, USA.
- ASTM, 2002, *Method of testing flow capacity of refrigerant capillary tubes*, American National Standard ANSI/ASHRAE Standard 28-1996 – (RA 2002), USA.
- ASHRAE, *Handbook of fundamentals*, 2001, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineer, Atlanta, GA, USA.
- Barbosa, Jr., J.R., 2002, *Turbulência em sistemas bifásicos gás-líquido*, In: C.J. Deschamps and J.R. Barbosa, Jr. (Eds.) III Escola de Primavera em Transição e Turbulência (Mini-cursos), Florianópolis, SC, pp. 115-189.
- Benedict, R. P., 1976, *Fundamentals of temperature, pressure, and flow measurements*, Second Edition, John Wiley & Sons, Inc.
- Boabaid Neto, C. B., 1994, *Análise do desempenho de tubos capilares adiabáticos*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Bodinus, W. S., 1999, The rise and fall of carbon dioxide systems, In: Will HM, editor, *The first century of air conditioning*, Atlanta, GA, ASHRAE, pp. 29-34.
- Bolstad, M. M., Jordan, R. C., 1948, Theory and use of the capillary tube expansion device, *Refrigerating Engineering*, [S.l.], Vol. 56, n°. 12, pp. 519-523 and 552, Dec.
- Box, G. E. P., Hunter, W. G., Hunter, J. S., 1978, *Statistics for experimenters. An introduction to design, data analysis, and model building*, John Wiley & Sons, New York, NY, USA.
- Bronhan, P, *et al.*, 2006, Uncertainty estimates in regional and global observed temperature changes: A new data set from 1850, *J. Geophys. Res.*, D12106, doi:10.1029/2005JD006548.
- Budyko, M. I., 1969, The effect of solar radiation variations on the climate of the Earth, *Tellus*, Vol. 21, pp 611-619.
- Callendar, G. S., 1938, The artificial production of carbon dioxide and its influence on temperature, *Q. J. R. Meteorol., Soc.*, Vol. 64, pp. 223-237.

- Callendar, G. S., 1961, Temperature fluctuations and trends over the Earth, *Q. J. R. Meteorol., Soc*, Vol. 87, pp. 1-12.
- Cao, X., Yu, S., X., 2007, Simulation on the flow of carbon dioxide in capillary tubes in a transcritical refrigeration system, *International congress of refrigeration*, Beijing, Aug.
- Carnahan, B., Luther, H. A., Wilkes, J. O., 1969, *Applied numerical methods*, John Wiley & Sons, New York, NY, USA.
- Cicchitti, A., Lombardi, C., Silvestri, M., Soldaini, G., e Zavatarelli, R., 1960, Two-phase cooling experiments – pressure drop, heat transfer and burnout measurements, *Energia Nucleare*, Vol. 7, pp. 407-425.
- Chen, Y., Gu, J., 2005, Non-adiabatic capillary tube flow of carbon dioxide in a novel refrigeration cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 1670-1683.
- Chung, M., 1998, A numerical procedure for simulation of Fanno flows of refrigerants or refrigerants mixture in capillary tubes, *ASHRAE Transactions*, Vol. 104, Part 2, pp. 1031-1043.
- Churchill S. W., 1977, Friction factor equation spans all fluid flow regimes, *12th International Congress of Refrigeration, Madrid, Spain*, pp. 1069-1077.
- Cooper, L., Chu, C. K., Briskin, W. R., 1957, Simple selection method for capillaries derived from physical flow conditions, *Refrigerating Engineering*, [S.1.], Vol.65, nº 7, pp. 37-41, 88, 92-104, 107, Jul.
- Cunha, A. F. V., 2001, *Escoamento de HCFC22 através de tubos capilares para aplicações de refrigeração comercial*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Doebelin, E. O., 1995, *Engineering experimentation: Planning, execution, reporting.*, McGraw-Hill international editions.
- Donaldson, B., Nagengast, B., 1994, *Heat and cold: Mastering the great indoors*, Atlanta, GA: ASHRAE.
- Dossat, J. R., 1980, *Princípios de Refrigeração*, Hemus Editora Limitada.
- Dukler, A. E., Wicks, M., Cleveland, R. G., 1964, Pressure drop and hold-up in two-phase flow, *AICHE Journal*, Vol. 10, pp. 38-51.
- Erth, R. A., 1970, *Two-phase flow in refrigeration capillary tubes: analysis and prediction*, Ph.D. thesis, Purdue University, West Lafayette, IN, USA.
- Fauske, H. K., 1962, Contribuicao to the theory of the two phase, one component critical flow, *Internal Report*, Argonne National Laboratory, Argonne, IL, USA.
- Fox, R. W., Pritchard, P. J., McDonald, A. T., 2006, *Introdução à mecânica dos fluidos*, 6ªed., LTC.
- Gonçalves, J.M., 1994, *Análise experimental do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares*, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil
- Gonçalves Jr, A. A., 2002, *Apostila de metrologia – Parte I*, LABMETRO, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Gosney, W.B., 1982, *Principles of refrigeration*, Cambridge University Press, Cambridge, UK.
- Hansen, J., and S. Lebedeff, 1987, Global trends of measured surface air temperature, *J. Geophys. Res.*, Vol. 92, pp. 13345-13372.
- Hermes, C.J.L., 2000, *Desenvolvimento de modelos matemáticos para a simulação numérica de refrigeradores domésticos em regime transiente*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, p.285.

- Hermes, C.J.L., 2006, *Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos*, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, p.273.
- INMETRO, 2003, *Guia para a expressão da incerteza de medição*, 3ª ed. Rio de Janeiro: ABNT, INMETRO.
- Inokuty H., 1928, Graphical method of finding compression pressure of CO₂ refrigerating machine form maximum coefficient of performance, *The Fifth International Congress of Refrigeration*, Rome; pp. 185-192.
- IPCC - Intergovernmental Panel on Climate Change, Climate Change, 2007, *The Physical Science Basis*, Paris, Feb.
- Jones, P. D., *et al.*, 1986, Northern hemisphere surface air temperature variations: 1851-1984, *J. Clim. Appl. Meteorol.*, Vol. 25, pp. 161-179.
- Kim, M.-H., Pettersen, J., Bullard, C.W., 2004, Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 30, pp.119-174.
- Köppen, W., 1881, Über mehrjährige Perioden der Witterung – III. Mehrjährige Änderungen der Temperatur 1841 bis 1875 in den Tropen der nördlichen und südlichen gemässigten Zone, an den Jahresmitteln untersucht, *Zeitschrift der Österreichischen Gesellschaft, für Meteorologie*, Bd XVI, 141-150.
- Kujipers, L. J. M., Janssen, M. J. P., 1983, Influence of thermal non-equilibrium on capillary tube mass flow, *International congress of refrigeration*, Proceedings. Paris: [s.n.], Vol. II, pp. 689-698.
- Lathrop, H. F., 1948, Application and characteristics of capillary tubes, *Refrigerating Engineering*, [S.1.], Vol.56, n° 2, pp. 129-133, Aug.
- Lorentzen, G., 1994, Revival of carbon dioxide as a refrigerant; *International Journal of Refrigeration*, USA, Vol. 17, n° 5, pp.
- Madsen, K. B., Poulsen C. S., Wiesenfarth M., 2005, Study of capillary tubes in a transcritical CO₂ refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, USA, Vol. 28, pp. 1212-1218.
- McAdams, W. H., Woods, W. K., e Bryan, R. L., 1942, Vaporization inside horizontal tubes – II – Benzene-oil mixtures, *Transactions of the ASME*, Vol 64, pp. 193.
- Melo, C., Ferreira, R.T.S., Pereira, R. H., 1992, Modeling adiabatic capillary tubes: A critical analysis, *International Refrigeration Conference: Energy Efficiency and New Refrigerantes*, West Lafayette, USA, pp. 113-122.
- Melo, C., Ferreira, R.T.S., Boabaid Neto, C., Gonçalves, J.M., 1995, Analysis of capillary tube performance running with DME (E-170) as working fluid, *Report to Embraco S/A*, Florianópolis, Brazil.
- Melo, C., Ferreira, R.T.S., Boabaid Neto, C., Gonçalves, J.M., Mezavila, M.M., 1999, An experimental analysis of adiabatic capillary tubes, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, n° 6, pp. 669-684.
- Melo, C., Vieira, L.A.T., Pereira, R.H., 2002, Non-adiabatic capillary tube flow with isobutane, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, n° 14, pp. 1661-1672.
- Melo, C., Vieira, L.A.T., Pereira, R.H., 2004, Experimental study on adiabatic flow of R-22 alternatives in capillary tubes, *International Refrigeration Conference at Purdue*, West Lafayette, USA, R-075.
- Mendonça, K. C., 1996, *Análise experimental de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Mezavila, M.M., 1995, *Simulação do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares não-adiabáticos*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

- Mikol, E. P., Dudley, J. C., 1964, A visual and photographic study of the inception of vaporization in adiabatic flow, *Journal of Basic Engineering*, [S. 1.], pp. 257-264, Jun.
- Mitchell, J. M. Jr., 1963, On the world-wide pattern of secular temperature change, *Changes of climate. Proceedings of the Rome Symposium Organized by UNESCO, and the World Meteorological Organization, 1961*, Arid Zone Research Series n°20, UNESCO, Paris, pp. 161-181.
- Moffat, R. J., 1988, Describing the uncertainties in experimental results, *Experimental thermal and fluid science*, Vol. 1, pp. 3-17.
- Montgomery, D., C., 1996, *Design and Analysis of Experiments*, John Wiley & Sons, New York.
- Moody, L. F., 1944, Friction factors for pipe flows, *Transactions of the ASME*, [S.1.], Vol. 66, n° 8, pp. 671-684, Nov.
- Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T. H., 1990, *Fundamentals of fluid mechanics*, John Wiley & Sons, USA.
- Owen, D. G., 1986, *An experimental and theoretical analysis of equilibrium annular flow*, PhD thesis, University of Birmingham.
- Pearson, A., 2005, Carbon Dioxide – new uses for an old refrigerant, *International Journal of Refrigeration*, USA, Vol. 28, pp. 1140-1148.
- Pöttker, G., Stähelin, R., 2001, Medição do diâmetro interno de tubos capilares, *relatório interno*, POLO, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Prosek, J. R., 1953, A practical method of selecting capillary tubes, *Refrigerating Engineering*, pp. 644-647.
- Seixlack, A.L., 1996, *Modelagem do escoamento bifásico em tubos capilares*, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.
- Shames, I. H., 1973, *Mecânica dos fluidos*, Vol. 2, Edgard Blücher, Brasília.
- Span, R., Wagner, W., 1996, A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, Vol. 25, n° 6, pp. 1509-1596.
- Staebler, L. A., 1948, Theory and use of a capillary tube for liquid refrigerant control, *Refrigerating Engineering*, [S.1.], Vol. 55, n° 1, pp. 55-59 and 102-105, Jan.
- Stoecker, W. F., Jones, J. W., 1985, *Refrigeração e ar condicionado*, McGraw Hill, São Paulo.
- Swart, R. H., 1946, Capillary tube heat exchangers, *Refrigerating Engineering*, [S.1.], Vol. 54, n° 9, pp. 221-224 e 248-249, Sept.
- Sweedyk, J. M., 1981, Capillary tubes – their standardization and use, *ASHRAE Transactions*, Vol. 87, part 1, pp. 1069-1076.
- Thevenot, R., 1979, *A history of refrigeration throughout the world*, Paris: IIR [Fidler JC, Trans].
- Ungar, E. W., Stein, R. A., Boyd, R. S., Beck, W., D., 1960, Analysis of the potentialities of using analog computers in the development of residential refrigeration (phase I), *Report to Whirpool Corporation*, Battelle Memorial Institute, Columbus, Ohio.
- Vesovic et al., 1990, The Transport Properties of Carbon Dioxide, *J. Phys. Chem Ref, Data*, Vol. 19, n° 3.
- Wijaya, H., 1991, An experimental evaluation of adiabatic capillary tube performance for HFC-134a and CFC-12, *In: International cfc and halon alternatives conference*, (December 3-5, 1991 : Baltimore, Maryland, USA). Proceedings. [S.1 : s.n.], pp. 474-483.

White, F. M., 2004, *Fluid mechanics*, fifth edition, McGraw-Hill Professional.

Whitesel, H. A., 1957, Capillary two-phase flow, *Refrigerating Engineering*, Vol. 65, nº. 4, April, p.42.

Willet, H. C., 1950, Temperature trends of the past century, *Centenary Proceedings of the Royal Meteorological Society*, London, pp. 195-206.

Yilmaz, T., Ünal, S., 1996, General Equation for the Design of Capillary Tubes, *Transactions of the ASME*, Vol. 118, pp. 150-154.

Zangari, J.M., 1998, *Análise experimental de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico*, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

APÊNDICE I - Determinação do valor ótimo da pressão de operação

O coeficiente de performance de um sistema de refrigeração (COP) é definido como a razão entre a taxa de transferência de calor no evaporador e a potência consumida pelo compressor (Gosney, 1982).

Considerando a pressão de evaporação p_b constante, pode-se expressar o coeficiente de performance da seguinte maneira (ver Figura 56):

$$COP = \frac{h_a - h_d}{h_b - h_a} = \frac{h_a - h_c}{h_b - h_a} \quad (45)$$

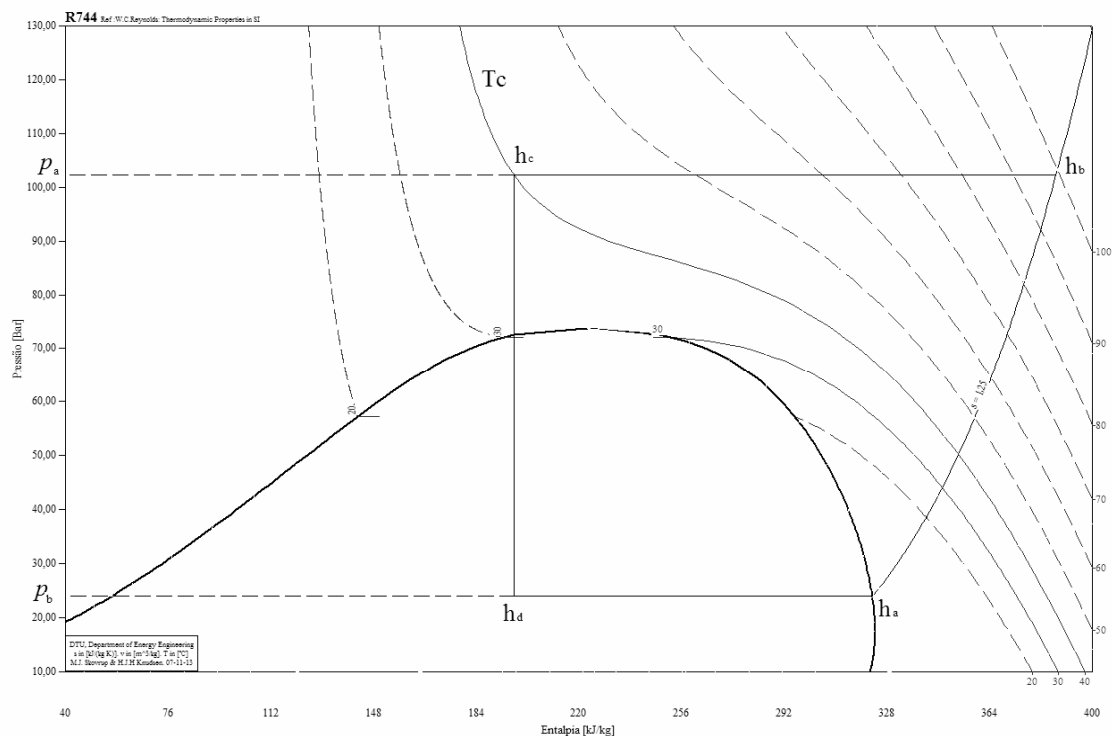


Figura 56 – Diagrama $p-h$ para o R-744

Como o aumento da pressão de alta eleva simultaneamente o efeito refrigerante específico e o trabalho de compressão em um ciclo transcrito, a condição ótima de operação é obtida quando a derivada do COP em relação à pressão de alta p_a se torna nula, obtendo-se:

$$\frac{\partial COP}{\partial p_a} = \frac{-\left(\frac{\partial h_c}{\partial p_a}\right)_{T_c} (h_b - h_a) - \left(\frac{\partial h_b}{\partial p_a}\right)_s (h_a - h_c)}{(h_b - h_a)^2} = 0$$

Rearranjando os termos, obtém-se que a pressão ótima de operação é aquela que satisfaz:

$$-\frac{\left(\frac{\partial h_c}{\partial p_a}\right)_{T_c}}{(h_a - h_c)} = \frac{\left(\frac{\partial h_b}{\partial p_a}\right)_s}{(h_b - h_a)} \quad (46)$$

O valor ótimo da pressão de alta também pode ser encontrado graficamente com o auxílio das retas tangentes à isoterma T_c e à isentrópica s , indicadas nos pontos c e b da Figura 57.

Considerando $h_a = \overline{ea}$, $h_b = \overline{fb}$ e $h_c = h_d = \overline{fc} = \overline{ed}$, o valor do COP pode ser encontrado como:

$$COP = \frac{h_a - h_d}{h_b - h_a} = \frac{\overline{da}}{\overline{aq}} \quad (47)$$

Aproximando as derivadas nos pontos c e b respectivamente por:

$$\left(\frac{\partial h_b}{\partial p_a}\right)_s = \frac{\overline{rq}}{\overline{ef}} \quad (48)$$

$$-\left(\frac{\partial h_c}{\partial p_a}\right)_{T_c} = \frac{\overline{dz}}{\overline{ef}} \quad (49)$$

e substituindo as equações (48) e (49) na equação (46) obtém-se:

$$\frac{\overline{dz}}{\overline{da}} = \frac{\overline{rq}}{\overline{aq}} \quad (50)$$

A solução gráfica da condição ótima de operação é encontrada quando essa igualdade é satisfeita. Neste caso, as retas tangentes \overline{cx} e \overline{bx} cruzam-se sobre a linha vertical que passa pelo valor associado à entalpia do ponto a .

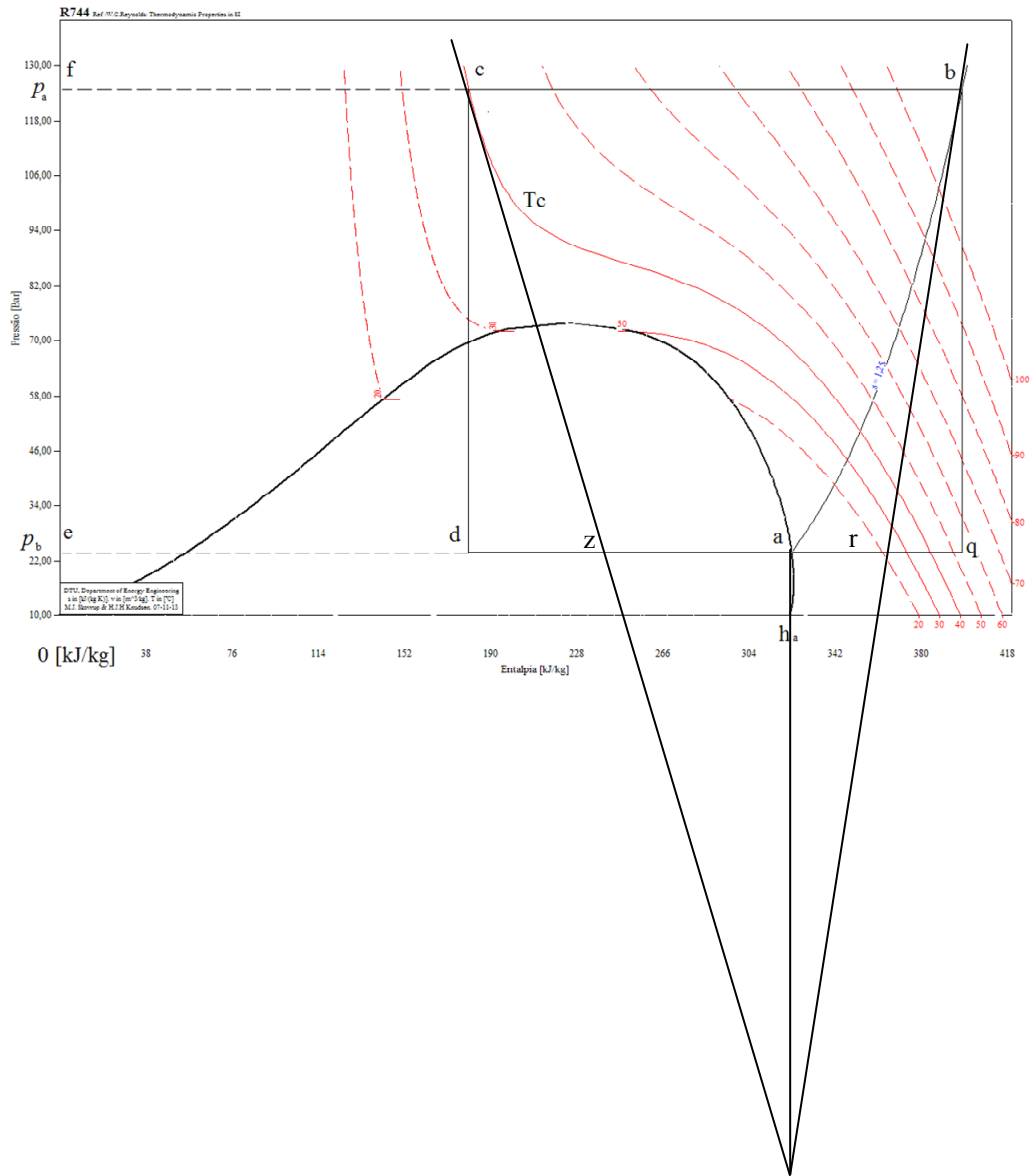


Figura 57 – Determinação gráfica do ponto ótimo de operação

APÊNDICE II - Estimativa das incertezas de medição das variáveis operacionais e curvas de calibração

As equações empregadas para o cálculo da média (\bar{q}), do desvio padrão (DP), da combinação das incertezas padrão independentes (u) e da incerteza expandida (U), são apresentadas a seguir:

$$\bar{q} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n q_k \quad (51)$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum (q_k - \bar{q})^2}{n-1}} \quad (52)$$

$$u = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + \dots + u_n^2} \quad (53)$$

$$U = k.u \quad (54)$$

a. SISTEMA DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURAS

Termistores

As temperaturas de referência, empregadas pelos termopares, foram medidas com auxílio de termistores (ver Apêndice V). Os valores das resistências foram convertidos em temperatura através de uma função matemática ajustada com base nos dados do fabricante. A equação resultante, com seus respectivos coeficientes, é apresentada na seqüência:

$$T(x) = a + bR + c(\log R)^2 + dR^{0,5} + e \log R \quad (55)$$

Tabela 15 – Coeficientes da equação (55)

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
455,70545	7,24272E-05	2,82214	-0,11933	-71,53996

onde T representa a temperatura em graus Celsius e R a resistência lida em ohms.

Termopares

A medição das temperaturas através de termopares foi realizada em duas etapas. Na primeira delas a temperatura foi determinada através das curvas padrão para termopares do tipo T e na seqüência uma correção foi aplicada a esse resultado.

Como a temperatura de referência utilizada era diferente de 0°C, foi necessária a utilização de uma curva direta (Volts → °C) e uma curva inversa (°C → Volts), de acordo com Gonçalves (1994). As equações obtidas são apresentadas a seguir:

Curva direta

$$T(x) = a + bV + cV^2 + dV^3 + eV^4 + fV^5 \quad (56)$$

Tabela 16 – Coeficientes da equação (56)

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>
7,544123E-03	25,848197	-7,267818E-01	7,3127649E-02	-1,288188E-02	-1,9237E-04

onde *T* representa a temperatura em graus Celsius e *V* a tensão lida em Volts.

Curva inversa

$$V(x) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 \quad (57)$$

Tabela 17 – Coeficientes da equação (57)

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
5,3106851E-08	3,8665356E-02	4,1630021E-05	-4,5001362E-08	6,4473682E-10

onde *T* representa a temperatura em graus Celsius e *V* a tensão lida em Volts.

As curvas para correção foram determinadas empregando um banho termostático e termômetros de mercúrio previamente calibrados. As equações de correção obtidas para os termopares de precisão e o tipo sonda são apresentadas na seqüência:

Correção do termopar tipo sonda

$$C(x) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 \quad (58)$$

Tabela 18 – Coeficientes da equação (58)

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
7,1691E-01	-8,1077E-03	7,4987E-04	-3,1116E-05	2,9907E-07

onde *C* representa a correção e *T* a temperatura, ambas em graus Celsius.

Correção do termopar de precisão

$$C(x) = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 + fT^5 \quad (59)$$

Tabela 19 – Coeficientes da equação (59)

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>
6,1386E-01	2,3242E-03	-4,1574E-05	-3,2480E-06	1,0963E-08	8,0747E-10

onde *C* representa a correção e *T* a temperatura, ambas em graus Celsius.

Um dos termopares do tipo sonda foi calibrado pela fundação CERTI, apresentando uma incerteza $U_{95\%} = \pm 0,1^\circ\text{C}$ de acordo com o certificado n°2827/07. Esse valor foi empregado como referência para os demais termopares.

A incerteza das medições de temperatura foi calculada considerando o mensurando como invariável. As fontes de erro relacionadas com os termopares e com as observações foram tratadas conforme demonstrado a seguir:

$$\text{Temperatura média} = (33,99 + 34,03 + \dots + 34,04 + 33,99)/51 = 34,03^\circ\text{C}$$

$$\text{Correção} = +0,48^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura média corrigida} = 34,51^\circ\text{C}$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum (q_k - \bar{q})^2}{n-1}} = 0,040^\circ\text{C}$$

$$u_o = DP/\sqrt{n} = 0,005^\circ\text{C}$$

$$u_s = U/2 = (0,1)/2 = 0,05^\circ\text{C}$$

$$u = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = 0,050^\circ\text{C}$$

$$U_{(k_{95\%}=2)} = \pm k \cdot u = 2 \cdot (0,050) = 0,100 \cong \pm 0,1^\circ\text{C}$$

$$T = (34,0 \pm 0,1)^\circ\text{C}$$

onde:

u_o = incerteza padrão das observações

u_s = incerteza padrão do sistema de medição

U = incerteza expandida

b. SISTEMA DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO

O sistema de medição de pressão (SMP) é constituído por uma fonte de alimentação e por dois transdutores de pressão absoluta que operam através do princípio *Strain Gauge*.

Os transdutores de pressão foram calibrados empregando-se um barômetro e uma máquina de peso morto (Marca DH. Budenber, certificado de calibração N° 07T29258).

Os valores da pressão absoluta foram obtidos somando-se o valor da pressão atmosférica com a pressão exercida pelas massas empregadas na máquina de peso morto. Essa última foi corrigida através da seguinte relação fornecida pelo fabricante do equipamento.

$$p_a = p_n \frac{g}{9,80665} [1 + \lambda(20 - T)] \quad (60)$$

onde:

p_a = pressão real

p_n = pressão nominal

λ = coeficiente de correção térmica ($1,65 \times 10^{-5} / ^\circ\text{C}$)

T = temperatura local ($23,0^\circ\text{C}$)

g = gravidade local ($9,791 \pm 0,001 \text{m/s}^2$ Observatório Nacional)

Para evitar o efeito da variação da tensão de alimentação sobre as leituras de pressão, empregou-se a seguinte relação:

$$P_{lida} = \frac{V_{lida} \cdot p_{ref}}{V_{fonte} \cdot Sens_{ref}} \quad (61)$$

onde:

p_{lida} = pressão lida pelo transdutor (bar)

p_{ref} = pressão de referencia do certificado (bar)

V_{fonte} = tensão enviada pela fonte de alimentação (V)

V_{lida} = tensão lida pelo sistema de aquisição (mV)

$Sens_{ref}$ = sensibilidade do transdutor (mV/V)

Pontos de calibração são apresentados nas Tabela 20 e Tabela 21, onde utilizou-se um valor de 0,930 bar para a pressão atmosférica.

Tabela 20 – Pontos de calibração do transdutor de pressão 100 bar

Tensão na Fonte [V]	Tensão lida [mV]	Pressão nominal [bar]	Pressão nominal corrigida [bar]	Pressão absoluta corrigida [bar]	Pressão lida [bar]
12,043	0,001	5,000	4,992	5,982	5,730
12,040	0,003	10,000	9,983	10,973	10,759
12,040	0,005	20,000	19,967	20,957	20,769
12,043	0,007	30,000	29,950	30,940	30,757
12,042	0,010	40,000	39,933	40,923	40,746
12,042	0,012	49,000	48,918	49,908	49,733
12,042	0,012	50,000	49,917	50,907	50,721
12,042	0,015	60,000	59,900	60,890	60,690
12,042	0,017	70,000	69,883	70,873	70,650
12,042	0,017	70,000	69,883	70,873	70,643
12,041	0,019	80,000	79,866	80,856	80,591
12,041	0,022	90,000	89,850	90,840	90,526
12,041	0,024	99,000	98,835	99,825	99,463
12,041	0,024	100,000	99,833	100,823	100,457

Tabela 21 – Pontos de calibração do transdutor de pressão 200 bar

Tensão na Fonte [V]	Tensão lida [V]	Pressão nominal [bar]	Pressão nominal corrigida [bar]	Pressão absoluta corrigida [bar]	Pressão lida [bar]
12,054	0,000	1,000	0,998	1,991	2,759
12,054	0,001	5,000	4,992	5,985	6,729
12,054	0,001	10,000	9,984	10,977	11,717
12,054	0,004	30,000	29,951	30,944	31,688
12,055	0,006	50,000	49,918	50,911	51,656
12,055	0,009	70,000	69,885	70,878	71,596
12,055	0,011	90,000	89,852	90,845	91,548
12,055	0,012	99,000	98,837	99,830	100,526
12,055	0,012	100,000	99,835	100,828	101,515
12,054	0,015	120,000	119,803	120,796	121,444
12,055	0,019	160,000	159,737	160,730	161,247
12,055	0,022	180,000	179,704	180,697	181,171
12,055	0,023	190,000	189,687	190,680	191,117
12,055	0,024	199,000	198,673	199,666	200,065
12,055	0,024	200,000	199,671	200,664	201,056

As correlações obtidas são apresentadas a seguir:

Transdutor de pressão 100 bar

$$p(x) = a + bV + cV^2 + \frac{d}{V} \quad (62)$$

Tabela 22 – Coeficientes da equação (62)

a	b	c	d
0,22869973	0,99660856	4,7275851E-05	0,22283621

onde p representa a pressão em bar e V a tensão em Volts.

Transdutor de pressão 200 bar

$$p(x) = a + bV + cV^2 + dV^3 + \frac{e}{V} \quad (63)$$

Tabela 23 – Coeficientes da equação (63)

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>
-0,68907834	0,99791107	2,478247E-05	-3,5283303E-08	-0,35376844

onde p representa a pressão em bar e V a tensão em Volts.

A incerteza de medição da pressão foi calculada considerando as fontes de erro relacionadas ao equipamento e as observações. O mensurando foi assumido como invariável. De acordo com o fabricante, os transdutores de pressão apresentam uma incerteza máxima de 0,05% em relação ao fundo de escala, considerando $k_{95\%}=2$. A título de ilustração, apresetna-se a seguir, o cálculo da incerteza de medição para um dos pontos experimentais, medido com o transdutor de pressão de 200 bar.

$$\text{Pressão média} = (79,9974 + 79,9949 + \dots + 80,0244 + 79,9654)/51 = 80,0093 \text{ bar}$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum (q_k - \bar{q})^2}{n-1}} = \pm 0,02869 \text{ bar}$$

$$u_o = DP/\sqrt{n} = \pm 0,00402 \text{ bar}$$

$$u_s = U/2 = (200 \cdot 0,00050)/2 = \pm 0,05000 \text{ bar}$$

$$u = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = \pm 0,05020 \text{ bar}$$

$$U_{(k_{95\%}=2)} = \pm k \cdot u = 2 \cdot (0,05020) = 0,10040 \cong \pm 0,1 \text{ bar}$$

$$p = (80,0 \pm 0,1) \text{ bar}$$

onde:

u_o = incerteza padrão das observações

u_s = incerteza padrão do sistema de medição

U = incerteza expandida

c. SISTEMA DE MEDIÇÃO DE VAZÃO MÁSSICA

O transdutor de vazão mássica tipo coriolis (TVMC) foi calibrado pelo fabricante conforme o certificado (DKFD / DANAK laboratory / 7ME410184903N506), onde consta

uma incerteza expandida menor que 0,03% para vazões acima de 0,5 kg/h, considerando $k_{95\%}=2$.

O conversor de sinal (CS) foi ajustado para emitir um sinal de 4 mA em 0 kg/h e 20 mA em 25 kg/h. A conversão de corrente em tensão foi feita através de um resistor (R1) de 249,0 Ω . Com a resposta do transdutor é linear, empregou-se a seguinte equação:

$$\dot{m} = a + bV \quad (64)$$

Tabela 24 – Coeficientes da equação (64)

<i>a</i>	<i>b</i>
-6,2500	6,2761

onde \dot{m} é a vazão mássica em kg/h e V é a tensão em Volts.

A incerteza de medição da vazão mássica foi calculada considerando as fontes de erro relacionadas ao equipamento e as observações. O mensurando foi assumido como variável. Um exemplo da seqüência de cálculo, utilizado no cômputo da incerteza da vazão mássica, é mostrado a seguir:

$$\text{Vazão mássica média} = (11,7506 + 11,7522 + \dots + 11,7517 + 11,7531)/51 = 11,7478 \text{ kg/h}$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum (q_k - \bar{q})^2}{n-1}} = 0,003863 \text{ kg/h}$$

$$u_o = DP = 0,003863 \text{ kg/h}$$

$$u_s = U/2 = (11,7478 * 0,0003)/2 = 0,001762 \text{ kg/h}$$

$$u = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = 0,003940 \text{ kg/h}$$

$$U_{(k_{95\%}=2)} = \pm k \cdot u = 2 \cdot (0,003940) = 0,0080 \cong \pm 0,01 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m} = (11,75 \pm 0,01) \text{ kg/h}$$

onde:

u_o = incerteza padrão das observações

u_s = incerteza padrão do sistema de medição

U = incerteza expandida

APÊNDICE III - Caracterização geométrica dos tubos capilares

a. INTRODUÇÃO

No início do trabalho foram adquiridos rolos de tubos capilares de cobre com 50 m de comprimento e diferentes diâmetros nominais. Cada capilar usado como elemento de teste teve o seu comprimento e diâmetro interno cuidadosamente medido.

Ao longo de todo o processo preocupou-se em manter a forma original dos tubos, evitando deformações associadas às operações de manuseio, solda e corte necessários para amostragem.

b. PREPARO DAS AMOSTRAS

De cada rolo de tubo capilar foram cortados três pedaços com 2,6 e 4,6 metros de comprimento, sendo um desses replicado. A Tabela 25 mostra os diâmetros nominais dos tubos capilares.

Tabela 25 – Diâmetros nominais

Rolo	Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]
1	1,50	0,50
2	1,83	0,64
3	2,00	0,79

Das duas extremidades de cada tubo foram cortados 30 cm para que o comprimento final fosse de 2 ou 4 metros. A Tabela 26 apresenta o sistema de codificação utilizado nas amostras, onde o primeiro número indica o diâmetro interno, o segundo o comprimento, o terceiro a posição e o quarto a réplica. Os pedaços centrais não possuem o código referente à posição. Como exemplo, a réplica número dois de um capilar com 0,50 mm de diâmetro interno e 4000 mm de comprimento é identificado com o código 122.

Tabela 26 – Sistema de codificação das amostras

Diâmetro interno	Comprimento	Posição	Réplica
1 - 0,50 mm	1 - 2000 mm	I - entrada	1 - réplica 1
2 - 0,64 mm	2 - 4000 mm	O - saída	2 - réplica 2
3 - 0,79 mm			

c. MEDIÇÃO DO DIÂMETRO INTERNO

A medição do diâmetro interno dos tubos capilares foi realizada com base no procedimento já desenvolvido no POLO/UFSC (Pöttker e Stähelin, 2001).

De cada amostra de 30 cm (Figura 58) foram cortados quatro pedaços de aproximadamente 20 mm. Esses pedaços foram inseridos perpendicularmente em peças circulares de acrílico, previamente furadas com brocas de diâmetro ligeiramente menor que o dos tubos capilares, para que existisse uma leve interferência (ver Figura 59).

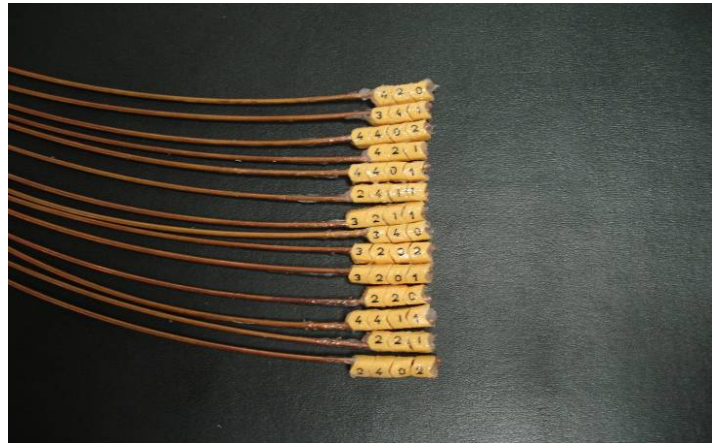


Figura 58 – Amostras utilizadas para medição do diâmetro

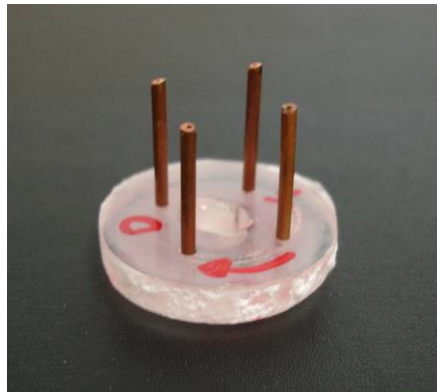


Figura 59 – Fixação das amostras em acrílico

Na seqüência, as amostras foram colocadas em moldes cilíndricos de PVC e embutidas a vácuo com resina epóxi no LMPT / UFSC. Esse processo favorece o preenchimento da parte interna dos tubos capilares com a resina, que após endurecida evita a deformação do diâmetro interno durante o polimento.

Após a cura da resina as amostras foram, retiradas dos moldes de PVC e polidas com uma seqüência de lixas (120, 240, 320, 400, 600 e 1200). O acabamento foi realizado

com um pano de polimento e *spray* de pó de diamante (granulometria 3 μm). Todas as etapas de polimento foram realizadas no LABMAT / UFSC. A Figura 60 apresenta uma amostra embutida e polida.



Figura 60 – Amostra embutida e polida

O diâmetro interno foi medido no LABMETRO / UFSC com auxílio de uma máquina de medir longitudinal. Dos quatro pedaços de tubo embutidos com resina escolheu-se dois com o melhor acabamento para realização das medições de diâmetro interno, os quais foram identificados como I e II. Nesses, foram realizadas seis medições em diferentes ângulos, conforme mostra a Tabela 27. A Figura 61 mostra uma imagem ampliada em 50 vezes, através de um microscópio óptico, da seção transversal de uma amostra após o processo de embutimento e polimento.



Figura 61 – Seção transversal do tubo capilar ampliada 50 vezes

Tabela 27 – Diâmetro interno das amostras de tubos capilares

Diâmetro Nominal [mm]	Capilar	Amostra	Pedaço	Medição	Diâmetro medido (mm)					
					0°	30°	60°	90°	120°	150°
0,50	121	A	I	1	0,5529	0,5569	0,5617	0,5529	0,5606	0,5581
		121I	II	2	0,5551	0,5550	0,5569	0,5595	0,5583	0,5447
		B	I	3	0,5326	0,5392	0,5547	0,5482	0,5575	0,5414
		120I	II	4	0,5471	0,5516	0,5586	0,5581	0,5468	0,5508
	14	E	I	5	0,5614	0,5663	0,5722	0,5653	0,5438	0,5618
		14I	II	6	0,5434	0,5214	0,5679	0,5614	0,5638	0,5678
		F	I	7	0,5242	0,5264	0,5334	0,5552	0,5816	0,5684
		14O	II	8	0,5612	0,5555	0,5653	0,5698	0,5600	0,5285
0,64	22	G	I	9	0,6115	0,6372	0,6399	0,6354	0,6275	0,6147
		22I	II	10	0,6477	0,6403	0,6186	0,6075	0,6091	0,6379
		H	I	11	0,6443	0,6421	0,6421	0,6474	0,6476	0,6529
		22O	II	12	0,6462	0,6513	0,6433	0,6415	0,6443	0,6611
	241	I	I	13	0,6417	0,6391	0,6547	0,6489	0,6279	0,6414
		241I	II	14	0,6355	0,6420	0,6372	0,6499	0,6497	0,6420
		J	I	15	0,6513	0,6417	0,6339	0,6369	0,6284	0,6430
		240I	II	16	0,6301	0,6114	0,6009	0,6348	0,6548	0,6396
0,79	321	M	I	17	0,8308	0,8391	0,8297	0,8243	0,8276	0,8314
		321I	II	18	0,8285	0,8266	0,8207	0,8203	0,8279	0,8236
		N	I	19	0,8213	0,8261	0,8135	0,8247	0,8242	0,8088
		320I	II	20	0,8457	0,8464	0,8469	0,8429	0,8381	0,8364
	34	Q	I	21	0,8291	0,8433	0,8391	0,8403	0,8278	0,8312
		34I	II	22	0,8362	0,8328	0,8328	0,8176	0,8221	0,8392
		R	I	23	0,8390	0,8361	0,8319	0,7980	0,7943	0,8124
		34O	II	24	0,8437	0,8334	0,8409	0,8423	0,8486	0,8464

Devido às irregularidades do diâmetro interno, tal grandeza foi considerada como um mensurando variável. O diâmetro de cada capilar foi estimado através da média das medições realizadas com as amostras da entrada e da saída do tubo (Gonçalves Jr., 2002). A Tabela 28 apresenta os valores calculados para cada capilar, considerando um fator de abrangência $k=2$ e um nível de confiança de 95%.

Tabela 28 – Diâmetro médio dos tubos capilares testados no experimento

Capilar	Diâmetro médio [mm]	U [mm]	Diferença em relação ao valor nominal [%]
121	0,55	0,02	10
14	0,55	0,03	10
22	0,64	0,03	0
241	0,64	0,03	0
321	0,83	0,02	5
34	0,83	0,03	5

Em seguida apresenta-se o procedimento de cálculo empregado no cômputo da incerteza de medição do diâmetro interno para o capilar 121.

$$\text{Diâmetro médio} = (0,5529 + 0,5569 + \dots + 0,5468 + 0,5508)/24 = 0,5525 \text{ mm}$$

$$\text{Diâmetro médio corrigido} = 0,5525 + 0,002 = 0,5527 \text{ mm}$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum (q_k - \bar{q})^2}{n-1}} = 0,00739 \text{ mm}$$

$$u_o = DP = 0,00739 \text{ mm}$$

$$u_s = U/2 = 0,006/2 = 0,003 \text{ mm}$$

$$u = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = 0,007974 \text{ mm}$$

$$U_{(k_{95\%}=2)} = \pm k \cdot u = 2 \cdot (0,007974) = 0,01595 \cong \pm 0,02 \text{ mm}$$

$$D = (0,55 \pm 0,02) \text{ mm}$$

onde:

u_o = incerteza padrão das observações

u_s = incerteza padrão do sistema de medição

U = incerteza expandida

d. MEDIÇÃO DO COMPRIMENTO

Antes de medir o comprimento, cada tubo capilar foi preso por uma morsa em uma das extremidades e então tracionado sobre uma superfície plana, horizontal e nivelada em relação ao ponto de fixação.

As medições foram realizadas com uma trena de 5 m da marca Starrett, calibrada de acordo com o certificado (nº 2115/0 - CERTI). A Tabela 29 apresenta os valores obtidos.

O comprimento do mensurando foi considerado como invariável e os valores médios obtidos, juntamente com as suas devidas incertezas de medição, são apresentados na Tabela 30. O procedimento de cálculo utilizado é descrito na seqüência para a amostra 121.

$$\text{Comprimento médio} = (2003,0 + 2003,0 + \dots + 2002,5)/5 = 2002,7 \text{ mm}$$

$$\text{Comprimento médio corrigido} = 2002,7 + 0,02 = 2002,72 \text{ mm}$$

$$DP = \sqrt{\frac{\sum (q_k - \bar{q})^2}{n-1}} = 0,27 \text{ mm}$$

$$u_o = DP/\sqrt{n} = 0,12 \text{ mm}$$

$$u_s = U/2 = 0,03/2 = 0,015 \text{ mm}$$

$$u = \sqrt{u_o^2 + u_s^2} = 0,12 \text{ mm}$$

$$U_{(k_{95\%}=2)} = \pm k \cdot u = 2,57 \cdot (0,12) = 0,32 \cong \pm 0,3 \text{ mm}$$

$$L = (2002,72 \pm 0,3) \text{ mm}$$

onde:

u_o = incerteza padrão das observações

u_s = incerteza padrão do sistema de medição

U = incerteza expandida

Tabela 29 – Comprimento das amostras de tubos capilares

Capilar	Medição	Comprimento [mm]
121	1	2003,0
	2	2003,0
	3	2002,5
	4	2002,5
	5	2002,5
14	1	4000,0
	2	4000,0
	3	4000,0
	4	4000,0
	5	4000,0
241	1	4002,0
	2	4002,0
	3	4001,5
	4	4001,5
	5	4001,5
22	1	2001,0
	2	2001,0
	3	2001,0
	4	2001,5
	5	2001,0
321	1	2001,5
	2	2001,5
	3	2001,5
	4	2001,0
	5	2001,0
34	1	3998,5
	2	3998,5
	3	3998,0
	4	3998,5
	5	3998,5

Tabela 30 – Comprimento médio das amostras de tubos capilares

Capilar	Comprimento [mm]	U [mm]
121	2002,7	0,3
14	4000,0	0,3
241	4001,7	0,3
22	2001,1	0,3
321	2001,3	0,3
34	3998,4	0,3

APÊNDICE IV - Subsistema elétrico

A Figura 62 mostra as linhas R, S, T e N que representam respectivamente as três fases e o neutro da rede elétrica trifásica, 220 V entre fase e neutro e 380 V entre fases com frequência nominal de 60 Hz. O esquema elétrico é dividido em duas partes, relativas ao comando e à força. Os componentes foram distribuídos em cada fase de forma a equilibrar a distribuição das potências.

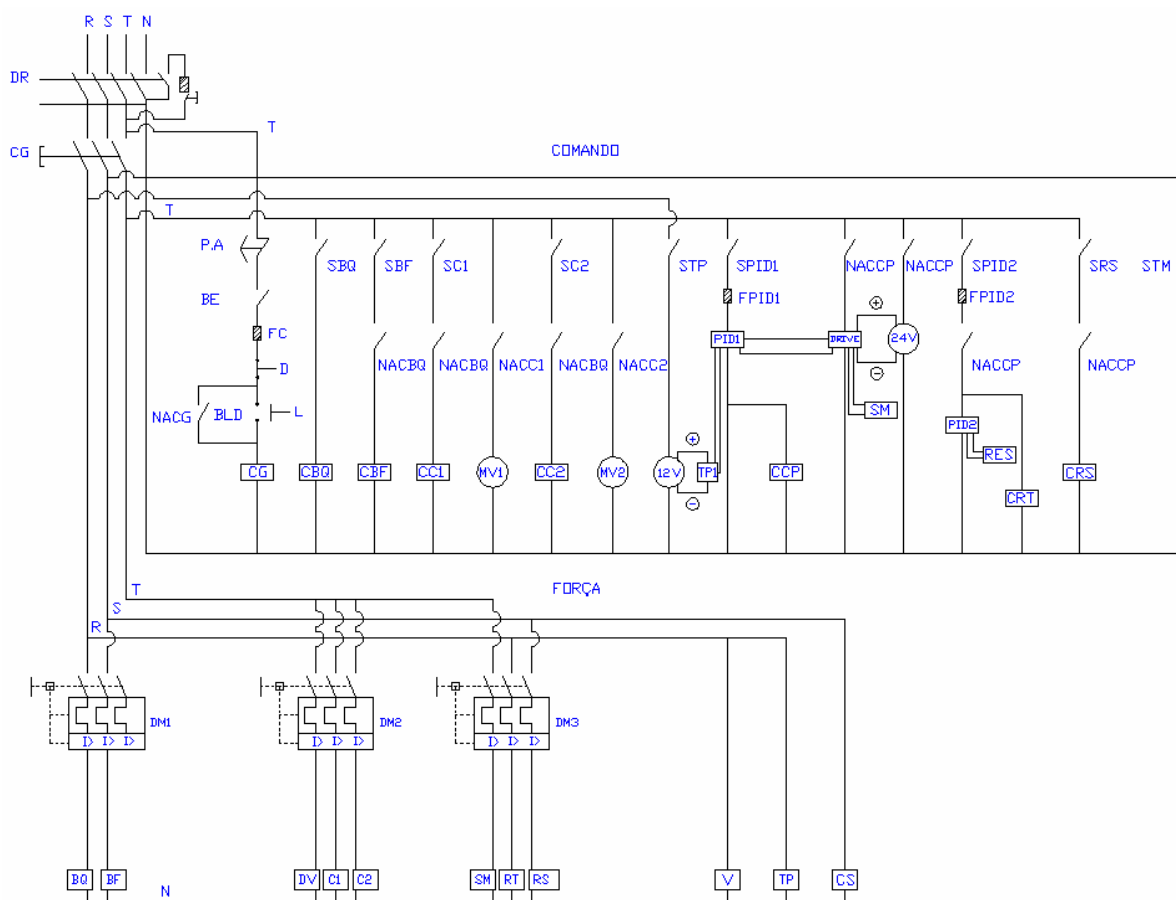


Figura 62 – Esquema elétrico

Um disjuntor residual (DR) e um fusível (FC) foram empregados com a finalidade de proteger o circuito, a rede e evitar possíveis acidentes. Além disso, foram instalados um botão de emergência (BE) e um pressostato (PA) que desativa toda a bancada caso a pressão de operação ultrapasse 150 bar.

A parte de comando do esquema é formada pelo botão (BLD) que aciona a contactora geral (CG) e energiza toda a bancada. Os demais componentes são ligados através das chaves seletoras do banho quente (SBQ), banho frio (SBF), compressor 1

(SC1), compressor 2 (SC2), transdutores de pressão (STP), controlador PID 1 (SPID1), controlador PID 2 (SPID2), resistências do separador de óleo (SRS) e transdutor de vazão mássica (STM) que acionam as contactoras do banho quente (CBQ), banho frio (CBF), compressor 1 (CC1), compressor 2 (CC2), controle de pressão (CCP), resistência de controle da temperatura de entrada (CRT) e da resistência do separador de óleo (CRS).

A parte de força do esquema elétrico é formada pelos disjuntores motor (DM1), (DM2) e (DM3), que tem como finalidade proteger o banho quente (BQ), banho frio (BF), drive (DV), compressor 1 (C1), compressor 2 (C2), servo motor (SM), resistência do controle de temperatura (RT), resistências do separador de óleo (RS). Os ventiladores (V), transdutores de pressão (TP) e conversor de sinal (CS) não exigem disjuntores.

APÊNDICE V - Subsistema de medição e aquisição de dados

O subsistema de medição e aquisição de dados é formado pelos subsistemas de: medição de pressão (SMP), medição de temperatura (SMT) e medição de vazão mássica (SMVM), conforme ilustrado na Figura 63.

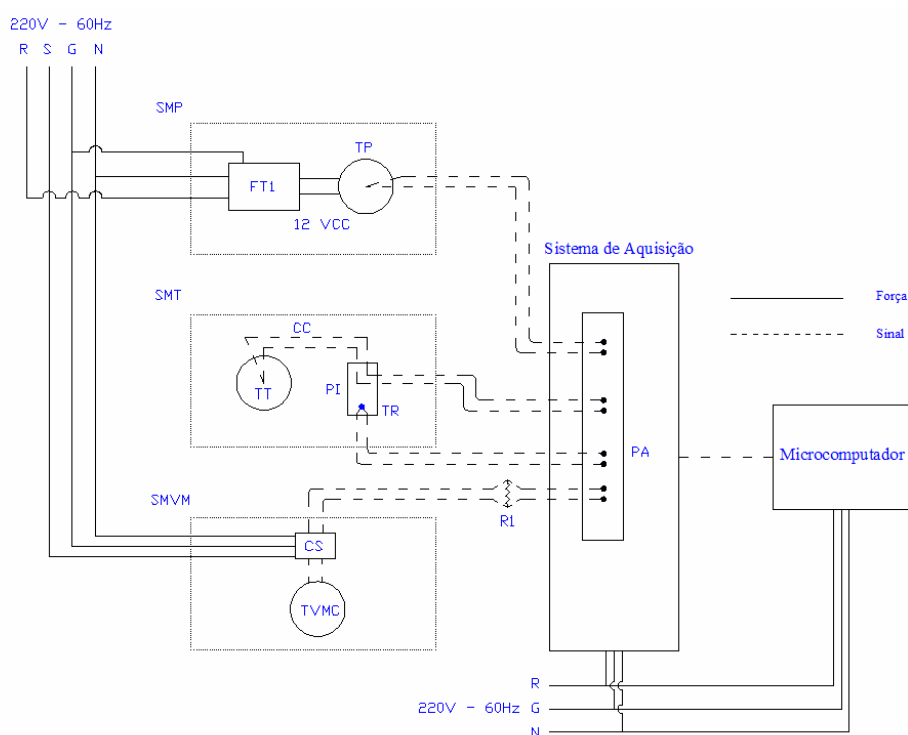


Figura 63 – Subsistema de medição e aquisição de dados

A tensão elétrica é fornecida por duas redes distintas (220 V – 60 Hz) que alimentam os sub-sistemas de medição, o sistema de aquisição e o microcomputador. Todos os componentes são aterrados (G) para evitar interferências elétricas.

O sistema de medição de pressão (SMP) é composto por uma fonte de tensão (FT1) que fornece 12VCC aos transdutores de pressão (TP). Estes emitem um sinal de 0-2 mV/V proporcional à pressão exercida sobre o diafragma.

O sistema de medição de temperatura (SMT) é formado por termopares (TT) do tipo T (Cobre – Constantan) unidos a cabos de compensação (Cobre – Constantan) conectados à placa isotérmica (PI) cuja temperatura de referência é obtida através de termistores (TR). A placa isotérmica (PI) é isolada com espuma, possui uma proteção

externa metálica e tem a função de manter todas as extremidades dos cabos de compensação (CC) e os termistores (TR) à mesma temperatura.

O sistema de medição de vazão mássica (SMVM) é composto por um transdutor de vazão mássica tipo coriolis (TVMC), que envia uma corrente entre 4 a 20 mA, proporcional ao fluxo de massa, através do conversor de sinal (CS). Para converter o sinal de corrente em tensão é empregado um resistor (R1).

Os sinais são enviados na forma de tensão elétrica analógica para a placa de aquisição (PA) do sistema de aquisição, que os converte para a forma digital antes de enviá-los para o microcomputador. No microcomputador, o *software* Agilent VEE Pro[®] converte os sinais digitais em grandezas que representam as variáveis operacionais do processo através de correlações matemáticas.

APÊNDICE VI - Informações sobre os principais componentes

A Tabela 31 relaciona os principais componentes utilizados na bancada experimental, juntamente com algumas informações técnicas.

Tabela 31 – Informações técnicas sobre os principais componentes da bancada experimental

Equipamento	Modelo	Marca
Compressor	EK6210CD	Embraco
Transdutor de pressão de alta	1-P3MB P/200BAR	HBM
Transdutor de pressão de baixa	1-P3MB P/100BAR	HBM
Fonte de alimentação 12V	MCE 8140	MCE
Fonte de alimentação 24V	MCE 856	MCE
Transdutor de fluxo de massa coriolis	7ME4100-BL10-2AC1	Siemens
Conversor de sinal do fluxo de massa	7ME4110-2CC10-1AA0	Siemens
Termopares de precisão	COCO-005	Omega
Sonda termopar	TMQSS-020U-6	Omega
Termistor	44031	Omega
Cabo de compensação	PR-T-24-SLE	Omega
Sistema de aquisição de dados	34980A	Agilent Technologies
Servomotor	SMH40600.35590V642	Parker
Drive	C3S025V2F10/11T40M00	Parker
Controlador (PID) de posição da válvula	2416e/VC/VH/R2/R2/V5/XX/ENG	Eurotherm
Controlador (PID) de temperatura	2216E/CC/VH/V5/L1/RF/XX/XX/ENG	Eurotherm
Relé de estado sólido	AFC-01	Contemp
Resistência da entrada do tubo capilar	4mm x 4000mm 220V x 200W	Heatcon
Separadores de óleo	Similar to 320 : 130 bar; 5"; 2,875" dia	Temprite
Pré filtro para alta 1	S1R-10H04-023	Parker
Pré filtro para alta 2	S1R-6H04-023	Parker
Pré filtro para alta 3	S1R-4T04-023	Parker
Banho quente para evaporação	MA -159	Marconi

APÊNDICE VII - Matriz de contrastes e cálculo dos efeitos

O cálculo dos efeitos das variáveis independentes sobre a vazão mássica é realizado com auxílio da matriz de contrastes, na qual são ordenados os níveis (+ ou -) em que cada fator (p_e , h_e , L e D) se encontra para todas as combinações possíveis. A utilização dessa técnica exige que todas as variáveis possuam apenas dois níveis e por esse motivo foi necessário decompor o diâmetro interno (D) em duas variáveis auxiliares (D_1 e D_2) com dois níveis cada, conforme proposto por Montgomery (1996). A relação entre D_1 , D_2 e D é apresentada na Tabela 32. Dessa maneira, foram obtidas 2^5 combinações, referentes aos 2 níveis (+ e -) e 5 fatores (p_e , h_e , L , D_1 e D_2). Como o emprego de variáveis auxiliares gera combinações repetidas, oito testes foram eliminados da matriz de contraste.

O sinal dos termos combinados foi obtido através da multiplicação do sinal dos termos princípios que o formam. No teste 1. por exemplo, o sinal de $p_e h_e$ é obtido pela multiplicação do sinal de p_e (+) e h_e (+). A matriz de contrastes, resultante do planejamento fatorial, é apresentada na Tabela 33.

As equações para o cálculo de alguns dos efeitos são exemplificadas a seguir, onde o sinal, positivo ou negativo, empregado para a vazão mássica é definido pela coluna da matriz de contraste da variável em questão e o denominador corresponde à metade do número de testes. Quando a variável analisada possui dois níveis, deve-se desconsiderar os testes onde o diâmetro está no valor intermediário, o que altera o valor do denominador de 12 para 8.

$$\text{Efeito } h_e = (+\dot{m}_1 - \dot{m}_2 + \dots + \dot{m}_{23} + \dot{m}_{24}) / 8$$

$$\text{Efeito } D_1 = (+\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dots - \dot{m}_{23} - \dot{m}_{24}) / 12$$

$$\text{Efeito } D = \text{Efeito } D_1 + \text{Efeito } D_2$$

$$\text{Efeito } p_e h_e = (+\dot{m}_1 - \dot{m}_2 + \dots - \dot{m}_{23} + \dot{m}_{24}) / 8$$

$$\text{Efeito } p_e D = \text{Efeito } p_e D_1 + \text{Efeito } p_e D_2$$

$$\text{Efeito } D^2 = (+\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dots + \dot{m}_{23} + \dot{m}_{24}) / 12$$

Tabela 32 – Transformação do fator diâmetro

D_1	D_2	D
+	+	+
+	-	+-
-	+	+-
-	-	-

Tabela 33 – Matriz de contrastes do planejamento fatorial

Teste	h_e	p_e	L	D_1	D_2	$p_e h_e$	$p_e L$	$p_e D_1$	$p_e D_2$	D^2	...	\hat{m}
1	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+		\hat{m}_1
2	-	+	+	+	+	-	-	+	+	+		\hat{m}_2
3	+	-	+	+	+	-	+	-	-	+		\hat{m}_3
4	-	-	+	+	+	+	-	+	-	+		\hat{m}_4
5	+	+	-	+	+	+	-	+	+	+		\hat{m}_5
6	-	+	-	+	+	-	+	+	+	+		\hat{m}_6
7	+	-	-	+	+	-	-	-	-	+		\hat{m}_7
8	-	-	-	+	+	+	+	-	-	+		\hat{m}_8
9	+	+	+	+	-	+	+	+	-	-		\hat{m}_9
10	-	+	+	+	-	-	-	+	-	-		\hat{m}_{10}
11	+	-	+	+	-	-	+	-	+	-		\hat{m}_{11}
12	-	-	+	+	-	+	-	-	+	-		\hat{m}_{12}
13	+	+	-	+	-	+	-	+	-	-		\hat{m}_{13}
14	-	+	-	+	-	-	+	+	-	-		\hat{m}_{14}
15	+	-	-	+	-	-	-	-	+	-		\hat{m}_{15}
16	-	-	-	+	-	+	+	-	+	-		\hat{m}_{16}
17	+	+	+	-	-	+	+	-	-	+		\hat{m}_{17}
18	-	+	+	-	-	-	-	-	-	+		\hat{m}_{18}
19	+	-	+	-	-	-	+	+	+	+		\hat{m}_{19}
20	-	-	+	-	-	+	-	+	+	+		\hat{m}_{20}
21	+	+	-	-	-	+	-	-	-	+		\hat{m}_{21}
22	-	+	-	-	-	-	+	-	-	+		\hat{m}_{22}
23	+	-	-	-	-	-	-	+	+	+		\hat{m}_{23}
24	-	-	-	-	-	+	+	+	+	+		\hat{m}_{24}