

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE
TROCADORES DE CALOR TUBO CAPILAR-LINHA DE
SUCÇÃO DO TIPO CONCÊNTRICO**

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


JONY MARCELO ZANGARI

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO DE 1998.

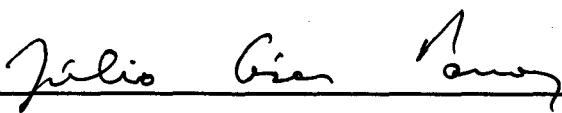
**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DE TROCADORES
DE CALOR TUBO CAPILAR-LINHA DE SUCÇÃO
DO TIPO CONCÊNTRICO**

JONY MARCELO ZANGARI

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
MESTRE EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCÊNTRACÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS
E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE
PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

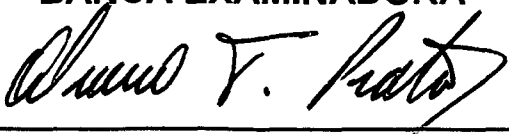


Prof. Cláudio Melo, Ph.D. - ORIENTADOR

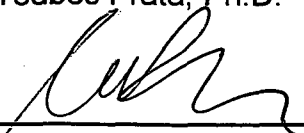


Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng. Mec. – COORDENADOR DO CURSO

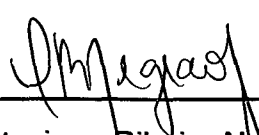
BANCA EXAMINADORA



Prof. Álvaro Toubes Prata, Ph.D. – PRESIDENTE



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



Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, Ph.D.

“Quando você pode medir aquilo o que você está falando e expressá-lo em números, você conhece alguma coisa dele; mas quando você não pode medi-lo, quando você não pode expressá-lo em números, o seu conhecimento é apenas superficial e insatisfatório.”

Lord Kelvin

3 de Maio de 1883.

*À minha família,
em especial aos meus PAIS,
por todo o amor e apoio durante toda a minha vida,
e ao Vinicius, Layana e Antonio, pela alegria de viver.*

*À Raquel,
pelo amor, carinho e dedicação,
presentes em todos os dias de nossa vida juntos.*

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Cláudio Melo, pela orientação, incentivo e dedicação a esse trabalho.

Ao Prof. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, pela orientação durante a análise dos resultados na parte de transferência de calor.

À EMBRACO (Empresa Brasileira de Compressores), pelo suporte financeiro e técnico.

À Kátia Cordeiro Mendonça, pelos ensinamentos transmitidos no início do desenvolvimento deste trabalho.

Aos técnicos Rodrigues Stahelin e Otávio Bocheco, em primeiro lugar pela amizade que muito prezo, e pela dedicação, competência e profissionalismo no desenvolvimento deste trabalho.

Ao Joaquim Manoel Gonçalves, pela importante participação durante as definições e desenvolvimento deste trabalho.

Ao pessoal do N.R.V.A., em especial aos amigos Fred, Cláudio, Josué, Fábio Klein, Michel e Clodoaldo, pela amizade que se criou nesta etapa tão difícil de nossas vidas e aos "amigos da câmara", pela colaboração e pela agradável convivência.

À Hussmann do Brasil Ltda, por ter proporcionado condições para a conclusão deste trabalho.

À cidade de Florianópolis, por proporcionar uma natureza tão bela e magnífica, tornando a minha estada muito mais prazerosa e inesquecível.

Agradeço a todas as pessoas que de modo direto ou indireto, contribuíram para o desenvolvimento e conclusão deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS	x
LISTA DE FIGURAS	xiv
LISTA DE TABELAS	xix
RESUMO	xxii
ABSTRACT	xxiii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 MEIOS NATURAIS DE PRODUÇÃO DE FRIO.....	1
1.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPORES.....	3
1.3 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO DO TIPO TUBO CAPILAR.....	5
1.4 TROCADORES DE CALOR TUBO CAPILAR-LINHA DE SUÇÃO.....	8
1.5 OBJETIVOS.....	11
2 TRABALHOS ANTERIORES	13
3 PLANEJAMENTO DOS TESTES EXPERIMENTAIS	23
3.1 INTRODUÇÃO.....	23
3.2 PROJETO FATORIAL.....	25
3.2.1 PROJETO FATORIAL GERAL E PROJETO FATORIAL A DOIS NÍVEIS.....	25
3.2.2 EFEITOS PRINCIPAIS E EFEITOS COMBINADOS.....	27
3.3 PROJETO FATORIAL FRACIONADO.....	27
3.3.1 RESOLUÇÃO DE PROJETO.....	28
3.3.2 MATRIZ DE TESTES EXPERIMENTAIS.....	29
3.3.3 DESVANTAGENS DO PROJETO FATORIAL FRACIONADO.....	30
4 BANCADA EXPERIMENTAL	31
4.1 INTRODUÇÃO.....	31
4.2 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	32
4.3 DESCRIÇÃO DA SECÇÃO DE TESTES.....	34
4.4 PADRONIZAÇÃO DOS TESTES EXPERIMENTAIS.....	39

4.4.1 PROCEDIMENTO DE PREPARAÇÃO E MONTAGEM DOS TROCADORES DE CALOR.....	39
4.4.2 PROCEDIMENTO DE REALIZAÇÃO DOS TESTES EXPERIMENTAIS.....	40
4.5 DETERMINAÇÃO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO.....	44
4.5.1 SISTEMAS DE MEDIÇÃO.....	44
4.5.1.1 SISTEMA DE MEDIÇÃO DE FLUXO DE MASSA.....	45
4.5.1.2 SISTEMA DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO.....	46
4.5.1.3 SISTEMA DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURA.....	47
4.5.2 CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS.....	47
4.5.2.1 DIÂMETRO INTERNO DA LINHA DE SUÇÃO (D_s).....	48
4.5.2.2 COMPRIMENTO DO TUBO CAPILAR (L).....	49
5 ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	50
5.1 INTRODUÇÃO.....	50
5.2 ANÁLISE DETALHADA DOS PERFIS DE TEMPERATURA.....	52
5.3 ANÁLISE COMPARATIVA.....	56
5.4 ANÁLISE EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DO TROCADOR DE CALOR CONCÊNTRICO SOBRE O ESCOAMENTO EM TUBOS CAPILARES....	69
5.5 ANÁLISE EXPERIMENTAL DO TIPO DE TROCADOR DE CALOR.....	71
5.6 ANÁLISE COMPARATIVA – DADOS EXPERIMENTAIS x CAPHEAT.....	74
6 CORRELAÇÕES EMPÍRICAS.....	82
6.1 INTRODUÇÃO.....	82
6.2 OBTENÇÃO DAS CORRELAÇÕES EMPÍRICAS.....	83
7 CONCLUSÕES.....	94
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	96
APÊNDICE A – VERIFICAÇÃO DA LINEARIDADE DOS PARÂMETROS DEPENDENTES.....	101
APÊNDICE B – NOMENCLATURA DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO.....	105
APÊNDICE C – PROTÓTIPOS DE SECÇÃO DE TESTES.....	107

APÊNDICE D – RESULTADO DA CALIBRAÇÃO DO TRANSDUTOR DE FLUXO DE MASSA.....	112
APÊNDICE E – MEDIÇÕES DO DIÂMETRO INTERNO DA LINHA DE SUCÇÃO.....	114
APÊNDICE F – ANÁLISE DO FLUXO DE CALOR ATRAVÉS DA CONEXÃO DE TEFLON.....	115
APÊNDICE G – PROGRAMA CAPHEAT.....	118
G.1 INTRODUÇÃO.....	118
G.2 HIPÓTESES SIMPLIFICATIVAS E EQUAÇÕES GOVERNANTES.....	118
G.3 METODOLOGIA DE SOLUÇÃO.....	123
APÊNDICE H – COMPARAÇÃO NUMÉRICO – EXPERIMENTAL.....	124
APÊNDICE I – COMPARAÇÃO DE PERFIS DE TEMPERATURA NUMÉRICO – EXPERIMENTAL.....	139
APÊNDICE J – CÁLCULO DOS EFEITOS PRINCIPAIS E EFEITOS SECUNDÁRIOS	147
APÊNDICE K - COMPARAÇÃO CORRELAÇÕES EMPÍRICAS - EXPERIMENTO.....	152

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

(a-f)	coeficientes dos polinômios;
(1-k)	coeficientes dos níveis do projeto fatorial;
A_1-H_1	coeficientes da equação para o fluxo de massa empírico;
A_2-H_2	coeficientes da equação para a temperatura empírica na saída da linha de sucção;
BETCnad	bancada de ensaios de tubos capilares não-adiabáticos;
C_i	valor calculado no iésimo ponto por uma curva ajustada;
C_p	calor específico a pressão constante;
D	diâmetro interno do tubo capilar;
D_{ext}	diâmetro externo do tubo capilar;
D_s	diâmetro interno da linha de sucção;
$D_{s_{ext}}$	diâmetro externo da linha de sucção;
DM(95)	dispersão da medida enquadrando 95% dos valores;
EPE	erro padrão da estimativa;
E_s	erro sistemático;
f	níveis do projeto fatorial;
f_{sp}	fator de atrito de Darcy unifásico;
G	fluxo de massa por unidade de área da seção transversal do escoamento;
H	comprimento de contato;
h	coeficiente de transferência de calor por convecção;
h_c	entalpia específica do fluido no tubo capilar;
h_s	entalpia específica do fluido na linha de sucção;
h_{∞}	entalpia específica do ar ambiente;
l	ordem das iterações;
IM_a	incerteza de medição do ajuste da curva de calibração;
IM_D	incerteza de medição do diâmetro interno do tubo capilar;
IM_P	incerteza de medição pontual;
IM_{SMFM}	incerteza de medição do SMFM;

l_0, l_1	níveis de irrigação no projeto fatorial;
K	número de variáveis no projeto fatorial;
k_c	condutividade térmica do cobre;
k_t	condutividade térmica do teflon;
L	comprimento do tubo capilar;
L_e	comprimento de entrada adiabático;
L_{tc}	comprimento do trocador de calor;
\dot{m}	fluxo de massa;
\dot{m}_{calc}	fluxo de massa calculado;
\dot{m}_{emp}	fluxo de massa empírico;
\dot{m}_{exp}	fluxo de massa experimental;
M_i	valor medido no iésimo ponto;
\dot{m}_L	fluxo de massa indicado pelo SMFM;
\dot{m}_m	fluxo de massa médio;
\dot{m}_p	fluxo de massa padrão;
\dot{m}_{Real}	fluxo de massa corrigido pela calibração;
N	número de pontos;
Nu	número de Nusselt;
n_0, n_1, n_2	níveis de nitrogênio no projeto fatorial;
P	pressão absoluta do escoamento no tubo capilar;
P_b	pressão absoluta do escoamento;
P_c	pressão de condensação do fluido refrigerante;
P_{crit}	pressão crítica;
P_{evap}	pressão de evaporação;
P_e	pressão na entrada do tubo capilar;
$p-h$	pressão-entalpia;
P_{se}	pressão de saturação;
Q	fluxo de calor que sai do tubo capilar e chega à conexão isolante;
Q_c	calor rejeitado pelo condensador;
Q_e	calor absorvido pelo evaporador;
R	resolução de projeto;
R	resistência térmica total;
R_1	resistência térmica do suporte de cobre;

R_2	resistência térmica do cilindro de teflon;
$r_{c,ext}$	raio externo do tubo capilar;
Re_{tp}	número de Reynolds bifásico;
$r_{LS,int}$	raio externo do conjunto suporte do teflon;
$r_{LS,ext}$	raio interno do conjunto suporte do teflon;
$r_{t,ext}$	raio externo do tarugo de teflon;
SMFM	sistema de medição do fluxo de massa;
SMP	sistema de medição de pressão;
SMT	sistema de medição de temperatura;
t	fator de Student;
t_A	temperatura do ponto A;
t_B	temperatura do ponto B;
t_c	temperatura do escoamento no tubo capilar;
$t_{s,o}$	temperatura do fluido na saída da linha de sucção;
$t_{c,i}$	temperatura do fluido na entrada do tubo capilar;
$t_{s,i}$	temperatura do fluido na entrada da linha de sucção;
T_{els}	temperatura na entrada da linha de sucção;
t_l	temperatura do ponto l;
t_s	temperatura do escoamento na linha de sucção;
$T_{sls(calc)}$	temperatura na saída da linha de sucção calculada;
$T_{sls(exp)}$	temperatura na saída da linha de sucção experimental;
$T_{sls(exp)}$	temperatura na saída da linha de sucção experimental;
$T_{sls(emp)}$	temperatura na saída da linha de sucção empírica;
t_∞	temperatura ambiente;
v	volume específico;
v_f	volume específico do líquido saturado;
v_g	volume específico do vapor saturado;
W_c	trabalho do compressor;
x	título de vapor;
UA	produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca entre tubo capilar e linha de sucção;
$UA'_{c,s}$	produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca entre tubo capilar e linha de sucção por unidade de comprimento;

$UA'_{c,\infty}$	produto entre o coeficiente global de transferência de calor e a área de troca entre tubo capilar e o ambiente por unidade de comprimento;
$U_{s,\infty}$	coeficiente global de transferência de calor entre a linha de sucção e o ambiente;
$\Delta\dot{m}$	variação percentual entre o fluxo de massa medido experimentalmente e o fluxo de massa previsto pelo programa CAPHEAT;
Δ_{SUB}	grau de subresfriamento;
ΔT	erro absoluto da temperatura na saída da linha de sucção;
Δt	variação de temperatura;
ε	efetividade do trocador de calor;

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1	Refrigerador a gelo.....	2
FIGURA 1.2	Sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores.....	3
FIGURA 1.3	Estados termodinâmicos do refrigerante em um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores.....	4
FIGURA 1.4	Interdependência entre os componentes de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores.....	5
FIGURA 1.5	Condições do fluido em escoamento no interior do tubo capilar.....	7
FIGURA 1.6	Sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores com trocador de calor tubo capilar-linha de sucção	9
FIGURA 1.7	Refrigerador doméstico.....	9
FIGURA 1.8	Tipos de trocador de calor tubo capilar-linha de sucção.....	11
FIGURA 2.1	Bancada experimental do tipo blow-down.....	17
FIGURA 2.2	Bancada experimental com bomba de líquido.....	19
FIGURA 4.1	Diagrama esquemático do sistema de refrigeração da BETCnad.....	32
FIGURA 4.2	Secção de testes.....	35
FIGURA 4.3	Esquema de montagem dos termopares na caixa de medição.....	37
FIGURA 4.4	Detalhe da caixa de medição.....	38
FIGURA 4.5a	Variação da pressão na entrada do tubo capilar em função do tempo.....	42
FIGURA 4.5b	Variação da pressão de evaporação em função do tempo	42
FIGURA 4.5c	Variação do grau de subresfriamento em função do tempo	43
FIGURA 4.5d	Variação da temperatura na entrada da linha de sucção em função do tempo.....	43
FIGURA 4.5e	Variação do fluxo de massa em função do tempo.....	43

FIGURA 4.5f	Variação da temperatura na saída da linha de sucção em função do tempo.....	44
FIGURA 5.1	Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.....	52
FIGURA 5.2	Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.....	54
FIGURA 5.3	Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.....	55
FIGURA 5.4	Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.....	56
FIGURA 5.5a	Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.....	57
FIGURA 5.5b	Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.....	57
FIGURA 5.6a	Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.....	58
FIGURA 5.6b	Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.....	59
FIGURA 5.7a	Efeito da temperatura na entrada da linha de sucção.....	60
FIGURA 5.7b	Efeito da temperatura na entrada da linha de sucção.....	61
FIGURA 5.8	Efeito da temperatura de evaporação.....	61
FIGURA 5.9a	Efeito do diâmetro interno do tubo capilar.....	62
FIGURA 5.9b	Efeito do diâmetro interno do tubo capilar.....	63
FIGURA 5.10	Efeito do comprimento do tubo capilar.....	64
FIGURA 5.11a	Efeito do comprimento do trocador de calor.....	65
FIGURA 5.11b	Efeito do comprimento do trocador de calor.....	65
FIGURA 5.12a	Efeito do comprimento de entrada adiabático.....	66
FIGURA 5.12b	Efeito do comprimento de entrada adiabático.....	67
FIGURA 5.13a	Efeito do diâmetro interno da linha de sucção.....	68
FIGURA 5.13b	Efeito do diâmetro interno da linha de sucção.....	68
FIGURA 5.14	Influência do trocador concêntrico sobre o escoamento em tubos capilares.....	70
FIGURA 5.15a	Efeito do tipo de trocador de calor.....	73

FIGURA 5.15b	Efeito do tipo de trocador de calor.....	73
FIGURA 5.16	Comparação numérico-experimental em termos absolutos – fluxo de massa.....	77
FIGURA 5.17	Comparação numérico-experimental em termos percentuais – fluxo de massa.....	77
FUGURA 5.18	Comparação numérico-experimental - temperatura na saída da da linha de sucção.....	78
FIGURA 5.19	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar B – TC 04).....	79
FIGURA 5.20	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar A – TC 08).....	79
FIGURA 5.21	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar C – TC 13).....	80
FIGURA 5.22	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar D – TC 15).....	80
FIGURA 5.23	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar D – TC 20).....	81
FIGURA 6.1	Influência dos efeitos principais e combinados sobre o fluxo de massa.....	85
FIGURA 6.2	Influência dos efeitos principais e combinados sobre a temperatura de saída	87
FIGURA 6.3	Comparação do fluxo de massa experimental x correlação empírica em termos percentuais.....	89
FIGURA 6.4	Comparação do fluxo de massa experimental x correlação empírica em termos absolutos.....	90
FIGURA 6.5	Comparação da temperatura na saída da linha de sucção experimental x correlação empírica em termos absolutos.....	91
FIGURA 6.6	Comparação do fluxo de massa experimental x correlação em termos percentuais.....	92
FIGURA 6.7	Comparação do fluxo de massa experimental x correlação em termos absolutos.....	92
FIGURA 6.8	Comparação da temperatura na saída da linha de sucção experimental x correlação em termos absolutos.....	93

FIGURA A.1	Fluxo de massa vs. Pressão de condensação.....	101
FIGURA A.2	Temperatura na saída do trocador de calor vs. Pressão de condensação.....	101
FIGURA A.3	Fluxo de massa vs. Grau de subresfriamento.....	101
FIGURA A.4	Temperatura na saída do trocador de calor vs. Grau de subresfriamento.....	101
FIGURA A.5	Fluxo de massa vs. Temperatura na entrada do trocador de calor.....	102
FIGURA A.6	Temperatura na saída do trocador de calor vs. Temperatura na entrada do trocador de calor.....	102
FIGURA A.7	Fluxo de massa vs. Diâmetro interno do tubo capilar.....	102
FIGURA A.8	Temperatura na saída do trocador vs. Diâmetro interno do tubo capilar.....	102
FIGURA A.9	Fluxo de massa vs. Diâmetro interno da linha de sucção....	103
FIGURA A.9	Fluxo de massa vs. Diâmetro interno da linha de sucção....	103
FIGURA A.10	Temperatura na saída do trocador vs. Diâmetro interno da linha de sucção.....	103
FIGURA A.11	Fluxo de massa vs. Comprimento do trocador de calor.....	103
FIGURA A.12	Temperatura na saída do trocador vs. Comprimento do trocador de calor.....	103
FIGURA A.13	Fluxo de massa vs. Comprimento do tubo capilar.....	104
FIGURA A.14	Temperatura na saída do trocador vs. Comprimento do tubo capilar.....	104
FIGURA A.15	Fluxo de massa vs. Comprimento de entrada adiabático....	104
FIGURA A.14	Temperatura na saída do trocador vs. Comprimento de entrada adiabático.....	104
FIGURA C.1	Desenho esquemático do primeiro protótipo de secção de testes.....	108
FIGURA C.2	Esquema da conexão isolante.....	109
FIGURA C.3	Segundo protótipo de secção de testes.....	110
FIGURA D.1	Curva de erros – calibração do SMFM.....	113
FIGURA F.1	Ponto de contato tubo capilar-linha de sucção.....	115

FIGURA F.2	Redução no fluxo de calor com o aumento do raio externo do teflon.....	117
FIGURA I.1	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar B – TC 03).....	139
FIGURA I.2	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar B – TC 05).....	140
FIGURA I.3	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar B – TC 06).....	140
FIGURA I.4	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar A – TC 07).....	141
FIGURA I.5	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar A – TC 09).....	141
FIGURA I.6	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar A – TC 10).....	142
FIGURA I.7	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar A – TC 11).....	142
FIGURA I.8	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar C – TC 12).....	143
FIGURA I.9	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar C – TC 14).....	143
FIGURA I.10	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar D – TC 16).....	144
FIGURA I.11	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar D – TC 17).....	144
FIGURA I.12	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar D – TC 18).....	145
FIGURA I.13	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar D – TC 19).....	145
FIGURA I.14	Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar B – TC 20).....	146

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1	Planilha de testes experimentais.....	29
TABELA 4.1	Faixa de operação e incerteza de medição do SMP.....	47
TABELA 4.2	Diâmetros médios e incerteza de medição – tubos capilares.....	48
TABELA 4.3	Rugosidade absoluta e incerteza de medição – tubos capilares.....	48
TABELA 4.4	Valores de diâmetro e incerteza de medição – linha de sucção.....	49
TABELA 5.1	Geometrias analisadas.....	51
TABELA 5.2	Comparação tubo capilar adiabático – não-adiabático.....	71
TABELA 5.3	Influência da redução do comprimento do tubo capilar.....	72
TABELA 5.4	Efetividade trocador de calor concêntrico – lateral.....	74
TABELA 6.1	Planilha de testes e resultados experimentais.....	83
TABELA D.1	Pontos de calibração do SMFM.....	112
TABELA E.1	Diâmetro externo 5/16”.....	114
TABELA H.1	Comparação numérico experimental (capilar B – trocador de calor 03.....	124
TABELA H.2	Comparação numérico experimental (capilar B – trocador de calor 04.....	125
TABELA H.3	Comparação numérico experimental (capilar B – trocador de calor 05.....	126
TABELA H.4	Comparação numérico experimental (capilar B – trocador de calor 06.....	127
TABELA H.5	Comparação numérico experimental (capilar A – trocador de calor 07.....	128
TABELA H.6	Comparação numérico experimental (capilar A – trocador de calor 08.....	129
TABELA H.7	Comparação numérico experimental (capilar A – trocador de calor 09.....	130

TABELA H.8	Comparação numérico experimental (capilar A – trocador de calor 10.....	131
TABELA H.9	Comparação numérico experimental (capilar C – trocador de calor 11.....	132
TABELA H.10	Comparação numérico experimental (capilar C – trocador de calor 12.....	133
TABELA H.11	Comparação numérico experimental (capilar C – trocador de calor 13.....	134
TABELA H.12	Comparação numérico experimental (capilar C – trocador de calor 14.....	134
TABELA H.13	Comparação numérico experimental (capilar D – trocador de calor 15.....	135
TABELA H.14	Comparação numérico experimental (capilar D – trocador de calor 16.....	135
TABELA H.15	Comparação numérico experimental (capilar D – trocador de calor 17.....	136
TABELA H.16	Comparação numérico experimental (capilar D – trocador de calor 18.....	137
TABELA H.17	Comparação numérico experimental (capilar D – trocador de calor 19.....	138
TABELA H.18	Comparação numérico experimental (capilar B – trocador de calor 20.....	138
TABELA J.1	Tabela J.1 – Planilha de resultados experimentais – Níveis denotados por + e -.....	147
TABELA K.1	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar B – trocador de calor 03.....	152
TABELA K.2	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar B – trocador de calor 04.....	152
TABELA K.3	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar B – trocador de calor 05.....	153

TABELA K.4	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar B – trocador de calor 06.....	153
TABELA K.5	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar A – trocador de calor 07.....	154
TABELA K.6	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar A – trocador de calor 08.....	154
TABELA K.7	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar A – trocador de calor 09.....	155
TABELA K.8	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar A – trocador de calor 10.....	155
TABELA K.9	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar C – trocador de calor 11.....	156
TABELA K.10	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar C – trocador de calor 12.....	156
TABELA K.11	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar C – trocador de calor 13.....	157
TABELA K.12	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar C – trocador de calor 14.....	157
TABELA K.13	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar D – trocador de calor 15.....	158
TABELA K.14	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar D – trocador de calor 16.....	158
TABELA K.15	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar D – trocador de calor 17.....	159
TABELA K.16	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar D – trocador de calor 18.....	159
TABELA K.17	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar D – trocador de calor 19.....	160
TABELA K.18	Comparação correlações empíricas – experimento (capilar B – trocador de calor 20.....	160

RESUMO

No Brasil os sistemas de refrigeração do tipo doméstico, tais como refrigeradores e congeladores, empregam trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico como dispositivos de expansão. O objetivo destes trocadores é aumentar tanto o fluxo de massa através do tubo capilar como a temperatura do fluido ao longo da linha de sucção.

O foco deste trabalho é um programa experimental, envolvendo trocadores concêntricos e o refrigerante HFC-134a. São fornecidos detalhes do funcionamento e da operação da bancada de testes bem como da calibração dos instrumentos de medição. Os resultados são apresentados e discutidos procurando-se explorar o efeito das condições de operação e da geometria do trocador. Comparações com as previsões de um código computacional disponível na literatura e com correlações empíricas para o fluxo de massa e para a temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção, são também apresentadas.

ABSTRACT

Virtually every brazilian household refrigeration system (refrigerator or freezer) employs a concentric capillary tube suction line heat exchanger as the expansion device. The main purpose of this heat exchanger is to increase the mass flow rate through the capillary tube as well as the fluid temperature along the suction line. This work focuses on an experimental program involving concentric heat exchangers and HFC-134a. The test rig and the experimental procedures as well as the calibration process of the measurement instruments are described in detail. The effect of the operating conditions and of the heat exchanger geometry are presented and discussed. Comparisons with the predictions of a computer code available in the literature and with empirical correlations for the mass flow rate and for the fluid temperature at the outlet of the suction line are also presented.

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Meios naturais de produção de frio

No passado, a produção de refrigeração consistia basicamente na utilização de gelo transportado de regiões mais frias, armazenado no inverno para uso no verão e obtido durante noites frias para uso durante o dia. Estes métodos foram utilizados em várias partes do mundo. A utilização de gelo em refrigeradores era feita de acordo com o esquema mostrado na figura 1.

Este equipamento apresentava como desvantagens a necessidade de reposição do gelo e de drenagem da água. Apresentava ainda como desvantagem uma taxa variável de resfriamento, pois a medida que o gelo era consumido, a área de exposição diminuía.

Com o passar dos anos e com a evolução da humanidade, foram surgindo novas necessidades e aplicações para a refrigeração, sendo que atualmente a refrigeração é utilizada em todos os ramos da atividade humana. Dentre as várias utilizações da refrigeração pode-se citar:

- a) *na indústria de alimentos*, seja na sua manufatura, tratamento térmico (pasteurização) como na sua armazenagem ou transporte;
- b) *na fabricação de gelo*;
- c) *na indústria de construção*;

- d) *na metalurgia;*
- e) *na indústria química;*
- f) *no condicionamento do ar;*
- g) *na medicina;*
- h) *aplicações diversas, sendo exemplos a refrigeração de pilhas atômicas e reatores e testes de baixa temperatura em laboratórios, entre outros.*

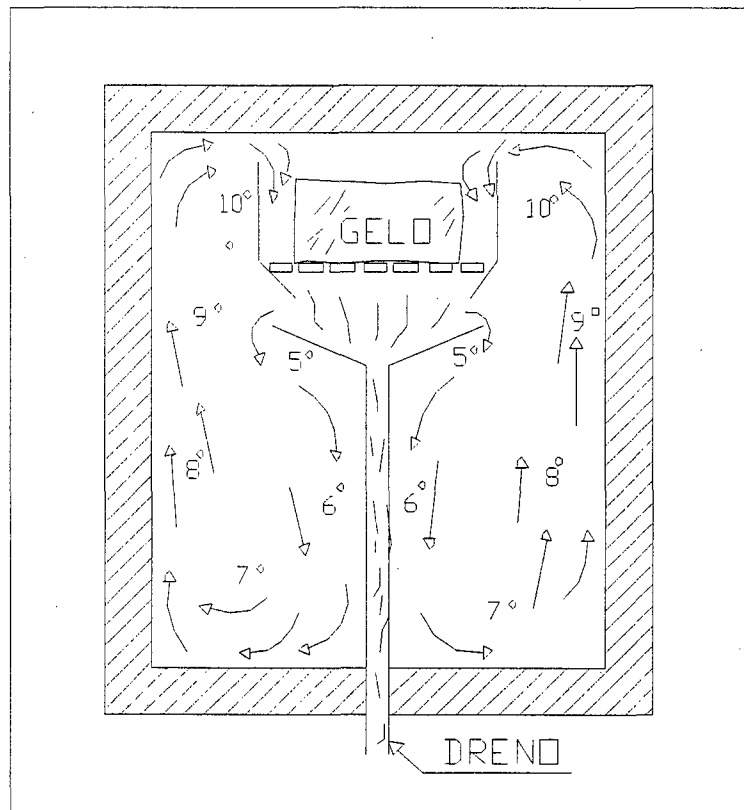


Figura 1.1 - Refrigerador a gelo.

Devido a essa grande aplicação da refrigeração, tanto o gelo natural como o produzido artificialmente, não suprem completamente as necessidades humanas. Assim, formas alternativas de produção de frio foram desenvolvidas dentre as quais pode-se citar a refrigeração por compressão mecânica de vapores, por absorção, por expansão de ar e termelétrica. O presente trabalho está relacionado com a refrigeração por compressão mecânica de vapores.

1.2 - Sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores

O sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores tem sido largamente utilizado tanto em sistemas domésticos (refrigeradores, congeladores e condicionadores de ar de janela) quanto em grandes instalações industriais.

Este sistema é constituído basicamente por um fluido de trabalho, de natureza volátil, e por quatro componentes básicos: dois trocadores de calor (condensador e evaporador), um compressor e um dispositivo de expansão. Estes quatro componentes básicos são acoplados originando um sistema fechado. Na figura 1.2 apresenta-se um esquema simplificado de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores.

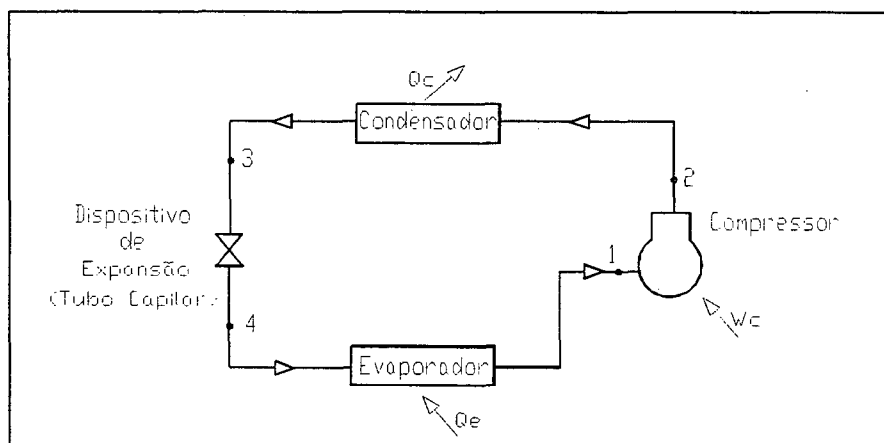


FIGURA 1.2 - Sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores.

Neste sistema, o fluido de trabalho é mantido à baixa pressão e temperatura no evaporador, e à alta pressão e temperatura no condensador, devido à ação contínua do compressor e do dispositivo de expansão. Assim, o fluido refrigerante vaporiza no evaporador, retirando calor do meio que se deseja refrigerar (Q_e), e condensa no condensador, rejeitando calor (Q_c) para um meio à alta temperatura. O dispositivo de expansão têm por finalidade manter o diferencial de pressão entre os lados de alta e baixa pressão, controlando também o fluxo de massa de fluido refrigerante.

Na figura 1.3 são apresentados os estados termodinâmicos do fluido refrigerante ao longo do ciclo, em um diagrama P-h (pressão-entalpia). Os pontos indicados são referentes àqueles indicados na figura 1.2. Entre os pontos 1 e 2, o fluido refrigerante, na condição de vapor superaquecido (1) ou saturado (1'), é comprimido através da ação do compressor, sendo levado ao condensador. O refrigerante, na condição de

vapor superaquecido (2), passa pelo condensador, onde é dessuperaquecido, condensado (entre os pontos 2 e 3') e subresfriado (3). Após o condensador, o fluido passa através do dispositivo de expansão (entre os pontos 3 e 4) tendo a sua pressão e temperatura reduzidas, dando origem a uma mistura bifásica, a qual segue para o evaporador. Finalmente, o fluido refrigerante entra no evaporador onde sofre um processo de evaporação (entre os pontos 4 e 1') e superaquecimento (1), (Stoecker e Jones, 1985).

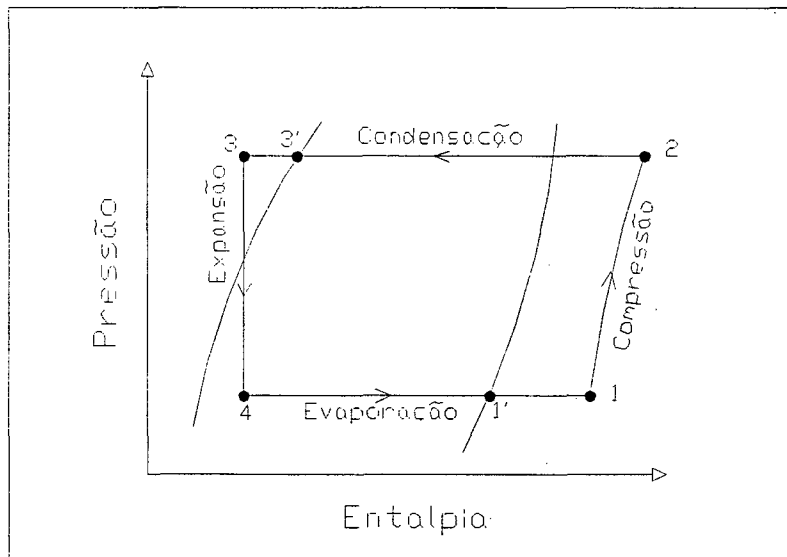


FIGURA 1.3 - Estados termodinâmicos do refrigerante em um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores.

O funcionamento do sistema de refrigeração em questão é caracterizado pelos níveis de pressão de condensação e de evaporação e pelos graus de subresfriamento e de superaquecimento. Tais parâmetros são funções do desempenho de cada componente, da temperatura ambiente e da carga de refrigerante.

A interdependência entre os componentes é uma das características mais importantes de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores. (Stoecker e Jones, 1985).

A figura 1.4 mostra que o desempenho do compressor é afetado pelas pressões de evaporação e condensação (evaporador e condensador), pela restrição imposta pelo dispositivo de expansão (tubo capilar) e pela temperatura ambiente. A temperatura ambiente tem pouca influência sobre a pressão de evaporação, devido a presença de

isolamento térmico nas paredes do refrigerador. Esta situação é evidenciada através da linha tracejada mostrada na figura 1.4. Conclui-se então que para desenvolver sistemas de refrigeração eficientes, deve-se não apenas otimizar o desempenho do compressor, mas sim o de todos os demais componentes. O presente trabalho, enfocará especificamente o dispositivo de expansão denominado tubo capilar.

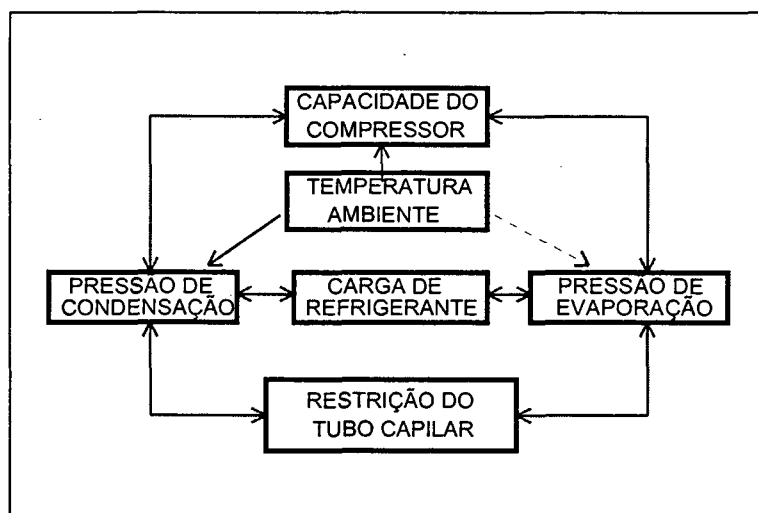


FIGURA 1.4 - Interdependência entre os componentes de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores.

1.3 – Dispositivos de Expansão do Tipo Tubo Capilar

O capilar é simplesmente um tubo de pequeno diâmetro e comprimento relativamente grande. A denominação “capilar” é empregada erroneamente, uma vez que os diâmetros envolvidos são muito elevados para causarem uma ação capilar. Tais tubos, normalmente de cobre, são obtidos por trefilação e possuem dimensões dentro das seguintes faixas: diâmetro de 0,5 a 2,0 mm e comprimento de 1 a 6 m. Em condições de equilíbrio, o fluxo de massa de refrigerante deslocado pelo compressor deve ser igual ao que passa através do tubo capilar.

Devido a sua simplicidade, baixo custo e por não apresentarem partes móveis, o que evita falhas e manutenção, estes dispositivos são preferidos em sistemas herméticos de pequeno porte. Possuem ainda como vantagem o fato de permitirem a operação em ciclo reverso e a equalização das pressões entre os lados de alta e de

baixa durante as paradas do compressor. Esta última característica é importante pois resulta em compressores com menor torque de partida, conseqüentemente menores e de menor custo.

Em contrapartida, os tubos capilares admitem limites estreitos para a carga de refrigerante no sistema (a figura 1.4 mostra a influência da carga de refrigerante sobre as condições de operação), o que limita a sua aplicação a sistemas herméticos. Necessitam também de limpeza e desidratação rigorosas para evitar o seu entupimento. O fato de não se oporem a passagem do fluido refrigerante do lado de alta para o lado de baixa durante a parada do compressor, leva a uma queda de rendimento, uma vez que o fluido refrigerante proveniente do condensador (alta temperatura) penetra no evaporador (baixa temperatura) (Rubas e Bullard, 1995).

Devido ao fato do tubo capilar possuir diâmetro e comprimento fixos, este dispositivo de expansão não se ajusta às variações nas condições de operação, causadas, por exemplo, por variações na pressão de condensação ou na capacidade de refrigeração. Quando isto ocorre, o próprio sistema de refrigeração se ajusta o que, em algumas condições, provoca uma diminuição do coeficiente de performance do sistema. Conseqüentemente, tubos capilares são empregados em sistemas de refrigeração onde as condições de operação não variam significativamente.

Contrário à sua simplicidade, o escoamento no interior do tubo capilar é bastante complexo. A figura 1.5 mostra um escoamento típico de fluido refrigerante através de um tubo capilar reto e adiabático, com subresfriamento na entrada. Essa figura é baseada em informações experimentais coletadas desde a década de 40. Inicialmente, o refrigerante proveniente do condensador na condição de líquido subresfriado entra no capilar, ponto I, numa pressão (P_i) levemente inferior à pressão de condensação (P_c) devido à perda de pressão localizada na entrada. A medida que o escoamento se desenvolve, sua pressão vai sendo reduzida linearmente por efeitos viscosos, enquanto que a pressão de saturação (P_{se}) se mantém constante. No ponto S, o escoamento atinge condições de saturação, no entanto, o fluido não vaporiza. Aparece uma região de líquido metaestável que permanece até o ponto V, onde se inicia, efetivamente, o processo de vaporização. Esse ponto é denominado de "flash point" e marca o início do escoamento bifásico. A região de metaestabilidade termina no ponto E, onde o refrigerante adquire condições de equilíbrio termodinâmico, permanecendo nesta forma até o final do tubo, ponto F. Nessa fase, a perda de pressão é provocada

pelo atrito e pela aceleração do fluido, que aumenta com o aumento da vaporização. O calor necessário ao processo de mudança de fase é fornecido pelo próprio fluido refrigerante, ocasionando assim, um escoamento evaporativo com resfriamento. No final do tubo, ponto F, a pressão é normalmente a pressão crítica (P_{crit}) do escoamento, caracterizando a ocorrência de escoamento crítico ou bloqueado, o que provoca uma perda de carga localizada devido à expansão abrupta do escoamento e às ondas de expansão, responsáveis pela redução da pressão do fluido até a pressão de evaporação (P_{evap}).

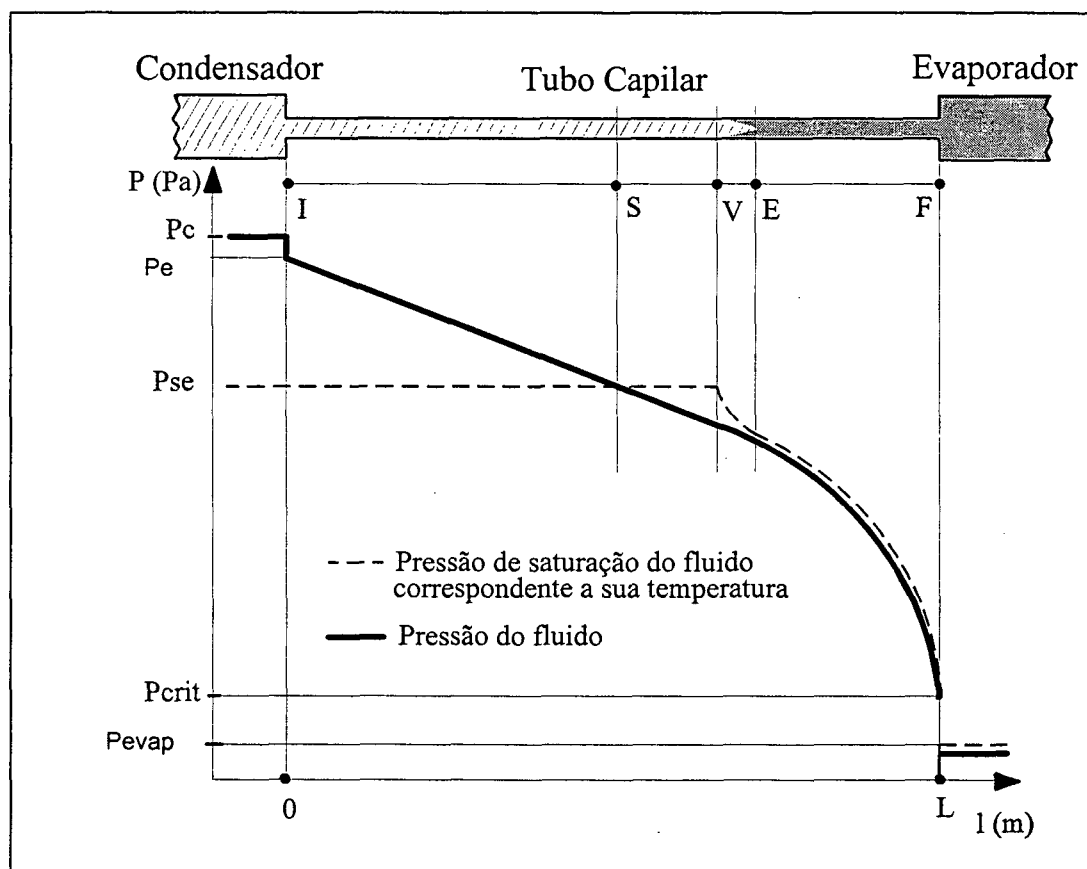


Figura 1.5 – Condições do fluido em escoamento no interior do tubo capilar.

O fenômeno da metaestabilidade (Gonçalves et al., 1995, Melo et al., 1995, Boabaid Neto et al., 1996), compreendido entre os pontos S e E, é caracterizado por um regime de não equilíbrio termodinâmico. Estudos experimentais mostraram que um atraso na vaporização do refrigerante ocorre com frequência, ou seja, o escoamento

atinge a pressão de saturação mas o fluido continua na fase líquida, ocasionando um estado de líquido superaquecido.

O escoamento bloqueado também aparece com frequência em tubos capilares. Nesta situação, o fluxo de massa através do tubo capilar deixa de ser função da pressão de evaporação. Nesse tipo de escoamento, a queda de pressão no tubo capilar apresenta um limite, que é a pressão de bloqueio ou crítica. Abaixo dessa pressão, qualquer variação na pressão de evaporação praticamente não altera a vazão mássica através do tubo capilar. Caso tal situação não ocorresse, a segunda lei da termodinâmica seria violada, pois um aumento no fluxo de massa provocado pela redução da pressão na saída estaria associado com uma redução da entropia do fluido.

1.4 - Trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção

Após os processos termodinâmicos descritos no item anterior, o fluido refrigerante na saída do tubo apresenta-se como uma mistura bifásica, líquido-vapor. Como a transferência de calor latente envolve quantidades de energia muito maiores do que a transferência de calor sensível, é conveniente que se tenha a menor quantidade possível de vapor na entrada do evaporador, já que este vapor não contribui para a capacidade de refrigeração do sistema.

Uma prática usualmente utilizada para se conseguir este efeito, em refrigeradores domésticos e congeladores, é a colocação da linha de sucção em contato com o tubo capilar, formando um trocador de calor contra corrente, denominado trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, como indicado pelas figuras 1.6 e 1.7. Tem-se, desta forma, um tubo capilar com escoamento não-adiabático.

Neste trocador de calor, líquido a alta pressão e temperatura troca calor com o vapor saturado ou superaquecido, a baixa pressão e temperatura, proveniente do evaporador.

O efeito de redução do título do vapor na entrada do evaporador é conseguido às custas da transferência de calor. A energia que seria necessária para a evaporação do refrigerante é transferida para a linha de sucção, proporcionando uma maior quantidade de líquido na saída do capilar. Este aumento na capacidade de refrigeração

é uma característica inerente a qualquer sistema que possua um trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, utilizando qualquer fluido refrigerante.

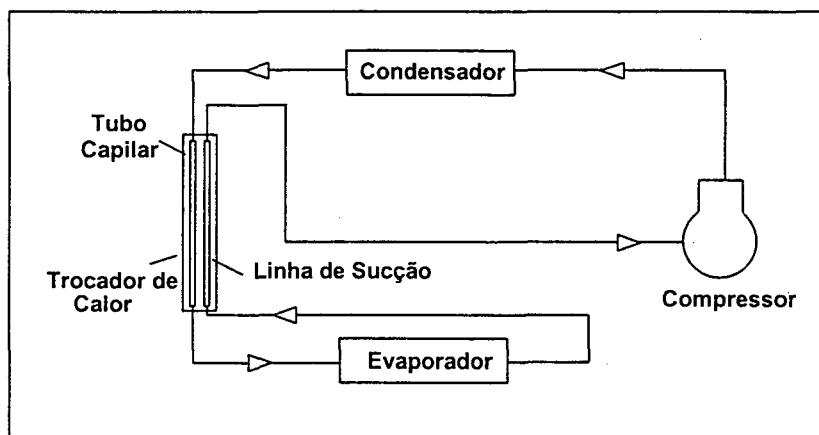


FIGURA 1.6 - Sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores com trocador de calor tubo capilar linha de sucção.

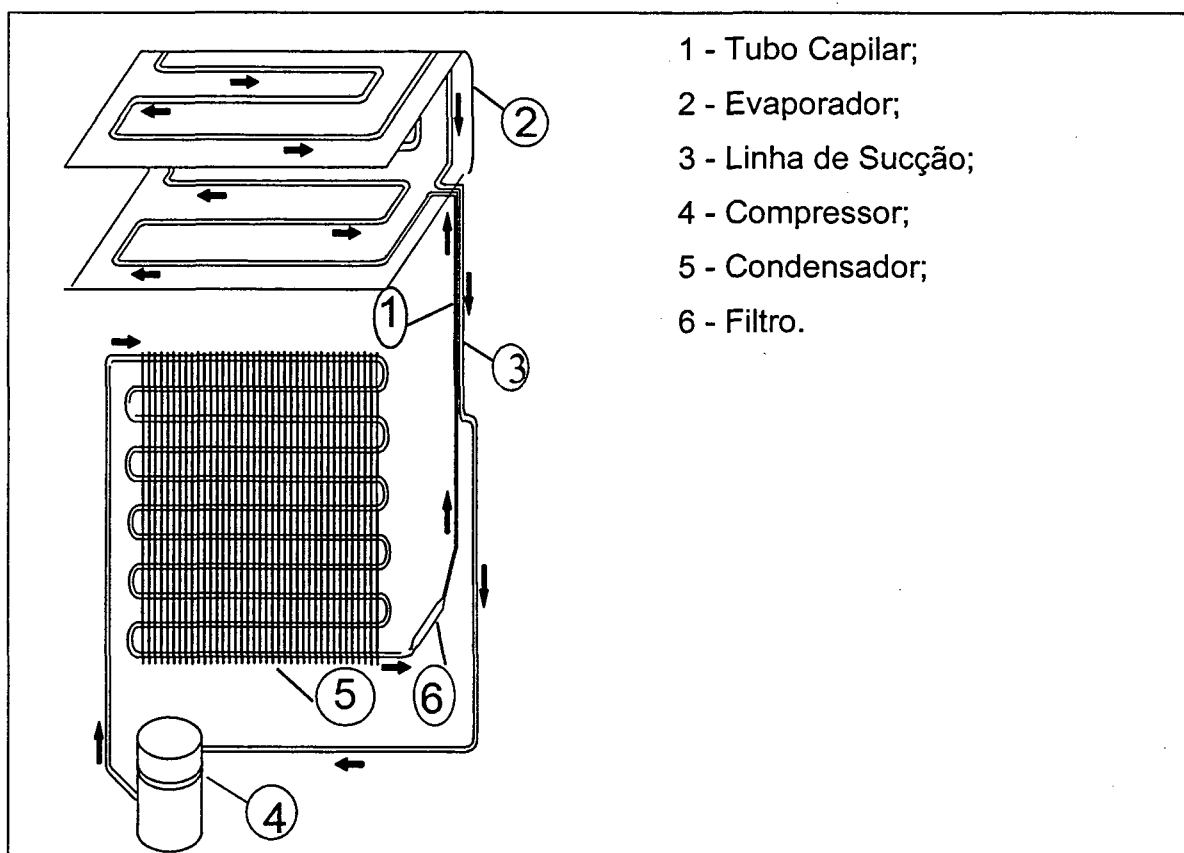


FIGURA 1.7 - Refrigerador doméstico.

Embora a capacidade de refrigeração seja aumentada para todos os refrigerantes, deve-se ressaltar que isto não ocorre com o coeficiente de performance (relação entre capacidade de refrigeração e potência consumida pelo compressor), uma vez que o trocador de calor altera o estado do fluido refrigerante na sucção do compressor. Domanski e Didian. (1994) verificaram que, por exemplo, os trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção são indicados para sistemas que utilizam HFC-134a, HC-600a e CFC-12, mas não para sistemas que utilizam o HCFC-22.

Com a utilização do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, evita-se também a presença de líquido na entrada do compressor, e a formação de gelo sobre a linha de sucção.

Existem, basicamente, duas configurações de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção: o *concêntrico* e o *lateral*. No primeiro, o tubo capilar é inserido internamente na linha de sucção, formando um trocador de calor contracorrente tipo duplo-tubo. No trocador tipo lateral, o tubo capilar é soldado externamente à linha de sucção, ocorrendo o escoamento também em contracorrente. Esta configuração é mais trabalhosa e onerosa em termos produtivos, mas apresenta um maior desempenho (Mezavilla, 1995). Estas configurações são mostradas na figura 1.8.

Geralmente, a região do trocador de calor, para qualquer uma das duas configurações existentes, não compreende todo o tubo capilar. O início e o fim do capilar não são conectados termicamente à linha de sucção, conforme mostra a figura 1.7.

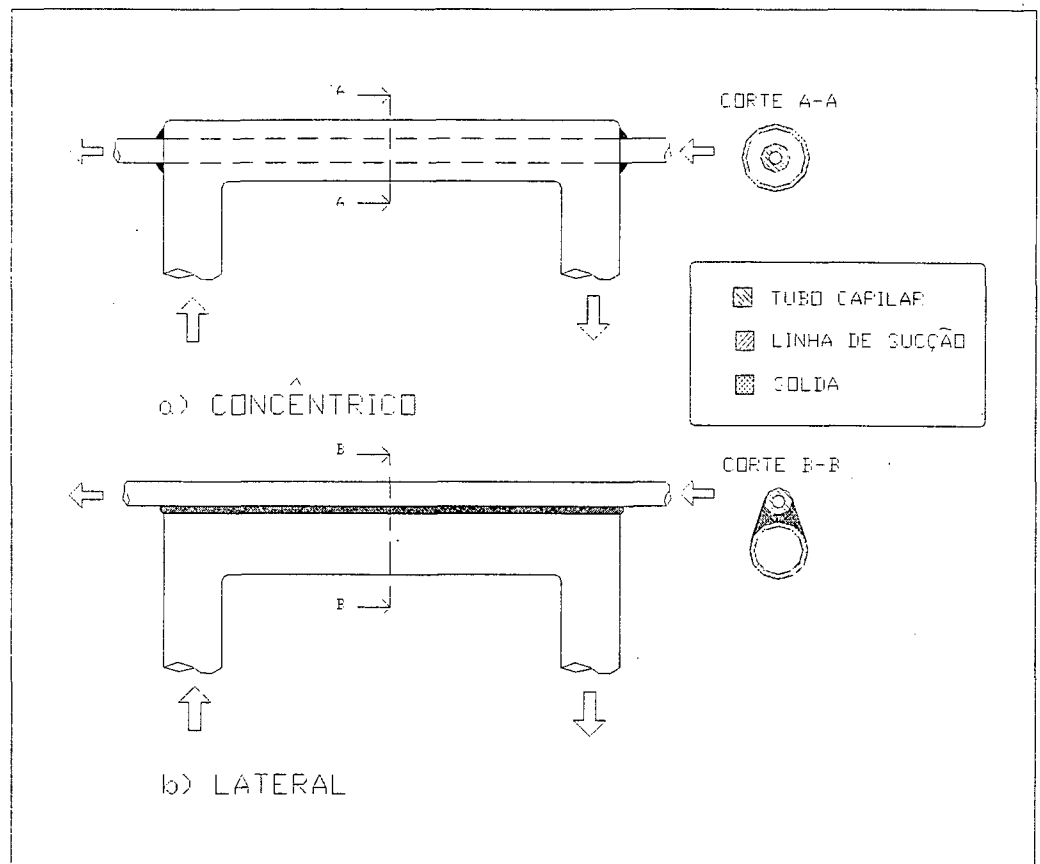


FIGURA 1.8 - Tipos de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.

1.5 – Objetivos

Em face da importância deste sistema de expansão, vários modelos computacionais tanto para tubos capilares adiabáticos (Boabaid Neto, 1994, Dirik et al. 1994), como não adiabáticos (Peixoto e Silvares, 1993, Dirik et al. 1994, Mezavila, 1995) foram desenvolvidos. Apesar da sua versatilidade, esses modelos não se encontram adequadamente validados em face do reduzido número de informações experimentais disponíveis, especialmente para trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico.

Para preencher esta lacuna, resolveu-se empreender um extenso programa experimental abordando trocadores de calor concêntricos, utilizando-se a experiência obtida em uma fase anterior deste trabalho (Mendonça, 1996).

Os testes foram planejados estatisticamente, com o intuito de reduzir o número de experimentos necessários, tendo-se o cuidado de realizar vários testes adicionais (cerca de vinte para cada ponto planejado estatisticamente) para garantir a validade do procedimento, sempre utilizando o HFC-134a.

O banco de dados obtidos foi utilizado na validação do código computacional CAPHEAT (Mezavilia, 1995), e também para gerar correlações empíricas para prever o fluxo de massa e a temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção, em função da geometria do trocador de calor e das condições de operação.

2 – TRABALHOS ANTERIORES

Atualmente os refrigeradores domésticos utilizam o tubo capilar como dispositivo de expansão devido às vantagens já apresentadas. Esta aplicação teve início na década de 20, quando o dióxido de enxofre era o principal fluido refrigerante (Swart, 1946). O SO₂ requeria diâmetros de capilar muito pequenos, os quais originavam problemas de entupimento, limitando assim a sua aplicação. A toxicidade do dióxido de enxofre também era um fator limitante para a sua utilização, sendo relatados acidentes com mortes devido ao vazamento deste fluido durante sua utilização em refrigeradores domésticos. Em 1930, cientistas da Frigidaire/General Motors, liderados por Thomas Midgley introduziram os fluidos refrigerantes clorofluorcarbonados (chamados de CFCs). Estes por não serem tóxicos, impulsionaram grandemente a aplicação dos tubos capilares. Nesta mesma época, surgiram os sistemas de refrigeração herméticos, contribuindo ainda mais para esta aplicação.

Alguns anos mais tarde, já na década de 40, a utilização de tubos capilares em sistemas de refrigeração de pequeno porte tornou-se uma prática habitual. Nesta mesma época, tornou-se também prática comum, a utilização de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.

Em 1974, o prof. Sherwood Rowland e o Dr. Mário Molina, do Departamento de Química da Universidade da Califórnia, apresentaram um trabalho sobre a influência

dos CFCs na redução da camada de ozônio da atmosfera, o que provocou uma nova busca por fluidos refrigerantes alternativos.

As indústrias produtoras dos CFCs passaram então a buscar novos fluidos refrigerantes, impulsionadas pelo Protocolo de Montreal (1987). Este protocolo, ao qual o Brasil aderiu em junho de 1990, prevê a substituição dos CFCs em todo o mundo, estipulando datas limites de utilização para os diversos países. Na área da refrigeração doméstica, o CFC-12 está sendo substituído pelo HC-600a e pelo HFC-134a, sendo que o primeiro será utilizado principalmente na Europa e o último nos demais países, incluindo o Brasil.

Desta forma, devido a importância do tubo capilar e a necessidade de substituição dos CFCs, diversos trabalhos de natureza numérica tem sido publicados, objetivando entender o escoamento no interior deste tipo de dispositivo de expansão e a sua interface com o sistema de refrigeração.

Neste capítulo serão apresentados, de forma sucinta, alguns trabalhos disponíveis na literatura sobre este assunto, procurando-se dar ênfase à parte experimental de cada um deles, e abordando tanto trocadores laterais como concêntricos.

Swart (1946) apresentou os primeiros resultados experimentais, os quais foram obtidos com trocadores de calor do tipo lateral (contracorrente). A ênfase principal do trabalho foi mostrar que ocorria um aumento na capacidade de refrigeração do sistema, quando um trocador de calor era empregado. O CFC-12 foi utilizado como fluido de trabalho, e os testes foram realizados com capilares de 2.134 mm e 2.743 mm de comprimento e 1,07 mm de diâmetro. Para o trocador de calor foram utilizados comprimentos de 1.524 mm e 1.829 mm. Um modelo para a determinação do comprimento do tubo capilar foi também proposto. Nenhuma descrição do aparato experimental foi apresentada, embora tenham sido apresentadas curvas de desempenho, perda de carga e distribuições de pressão e temperatura ao longo do tubo capilar e de temperatura ao longo da linha de sucção.

Staebler (1948) publicou um outro trabalho também enfocando trocadores laterais. O aparato experimental utilizado permitia o controle das temperaturas de condensação (30 e 42°C) e de evaporação (-26 e -1°C). Staebler observou que a capacidade de refrigeração aumentava em 35% com a utilização do trocador de calor e recomendou um trocador de calor com comprimento de 1.219 mm. Foram

apresentadas também, cartas para o pré-dimensionamento de tubos capilares utilizando o CFC-12 e o HCFC-22, empregando um trocador de calor com o comprimento recomendado. Nenhuma informação foi fornecida em relação ao comprimento de entrada adiabático, bem como sobre o grau de subresfriamento e sobre a temperatura na entrada da linha de sucção.

Bolstad e Jordan (1949) reportaram resultados experimentais para trocadores laterais e CFC-12 obtidos em uma bancada baseada num sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores. Este trabalho se distingue dos anteriores pela instrumentação empregada. Os testes foram realizados com 3 níveis de pressão de condensação (827,4, 965,3 e 1.103,2 kPa) e com uma única pressão de evaporação (103,425 kPa). Foram testados um total de 15 tubos capilares, com combinações de cinco diâmetros (0,66, 0,79, 0,91, 1,07 e 1,4 mm) e três comprimentos (1,829, 3,658 e 5,486 m). Assim como Staebler (1948), um único comprimento de trocador de calor foi empregado (1,219 m), estando este posicionado o mais próximo possível da entrada do tubo capilar. A temperatura na entrada da linha de sucção foi variada, mas não foi reportada como uma variável independente. O diâmetro da linha de sucção também não foi fornecido. Os resultados experimentais mostraram a distribuição de temperatura ao longo do tubo capilar e o comportamento do fluxo de massa em relação às diversas variáveis envolvidas.

Christensen e Jorgensen (1967) também apresentaram resultados experimentais para trocadores laterais e CFC-12, obtidos numa bancada baseada num sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores. O tubo capilar possuía diâmetro e comprimento respectivamente iguais a 0,71 mm e 5,0 m. O comprimento do trocador de calor era de 1,0 m e o seu diâmetro externo de 9,525 mm. Três valores para o comprimento de entrada adiabático foram utilizados (0,850, 2,0 e 3,150 m). A porção final do tubo capilar (após o trocador de calor) foi mantida enrolada. Foram utilizados, respectivamente, os seguintes valores para as temperaturas de condensação e evaporação: 30, 35, 40, 45, 50°C e -5, -10, -15, -20, -25°C. O grau de subresfriamento foi mantido em 10°C e a temperatura na entrada da linha de sucção em 25°C. Uma particularidade deste trabalho foi a utilização de uma solução de baixo ponto de solidificação para manter o contato térmico entre o tubo capilar e linha de sucção, e assim melhorar a troca de calor e principalmente facilitar a mudança de

posicionamento do trocador. O efeito das condições de operação e do comprimento de entrada adiabático foram relacionados com o fluxo de massa através de diagramas.

Pate e Tree (1984a) também realizaram um estudo com trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral, utilizando o CFC-12 como fluido refrigerante. O aparato experimental utilizado foi uma bancada do tipo “blow-down”, ou de operação descontínua. A figura 2.1 mostra o aparato experimental em detalhes. Este aparato é constituído por quatro circuitos independentes, sendo eles: circuito de fluido refrigerante, circuito de ar, circuito de água e circuito de nitrogênio. Neste aparato, fluido refrigerante à alta pressão escoava através de um tubo capilar, seguindo para um reservatório a baixa pressão. Um detalhe importante neste aparato é a substituição do fluido refrigerante por ar, na passagem através da linha de sucção. A justificativa foi a facilidade na montagem dos termopares e a eliminação da contaminação por óleo. A função do circuito de nitrogênio é estabelecer a pressão de entrada do tubo capilar e a do circuito de ar é o estabelecimento da temperatura na entrada da linha de sucção e da pressão de evaporação. Este mesmo aparato foi usado para simular um tubo capilar adiabático, interrompendo a passagem de ar através da linha de sucção. Os autores apresentam as seguintes vantagens para a utilização deste tipo de bancada experimental: prevenção contra contaminação por óleo, facilidade no controle das condições operacionais e fácil manutenção do regime permanente. Como desvantagem deste tipo de bancada, pode-se citar a dificuldade associada ao controle simultâneo dos diversos circuitos, bem como a necessidade de uma carga elevada de fluido refrigerante e a operação intermitente necessária para reposição do fluido refrigerante. O aparato experimental foi instrumentado de forma a fornecer medições de pressão no tubo capilar, temperatura na parede do trocador de calor e temperatura no interior da linha de sucção. Um único tubo capilar foi utilizado (diâmetro e comprimento respectivamente iguais a 0,71 mm e 2,59 m), sendo também utilizado apenas um diâmetro para a linha de sucção (6,35 mm). O comprimento de entrada adiabático e o comprimento do trocador de calor foram variados por meio da abertura e fechamento de válvulas, posicionadas em tomadas realizadas ao longo da linha de sucção, não caracterizando adequadamente o trocador de calor tubo capilar linha de sucção. Como resultados experimentais, foram apresentados perfis de pressão e temperatura, para ambos os casos adiabático e não adiabático e a avaliação das condições operacionais sobre o fluxo de massa.

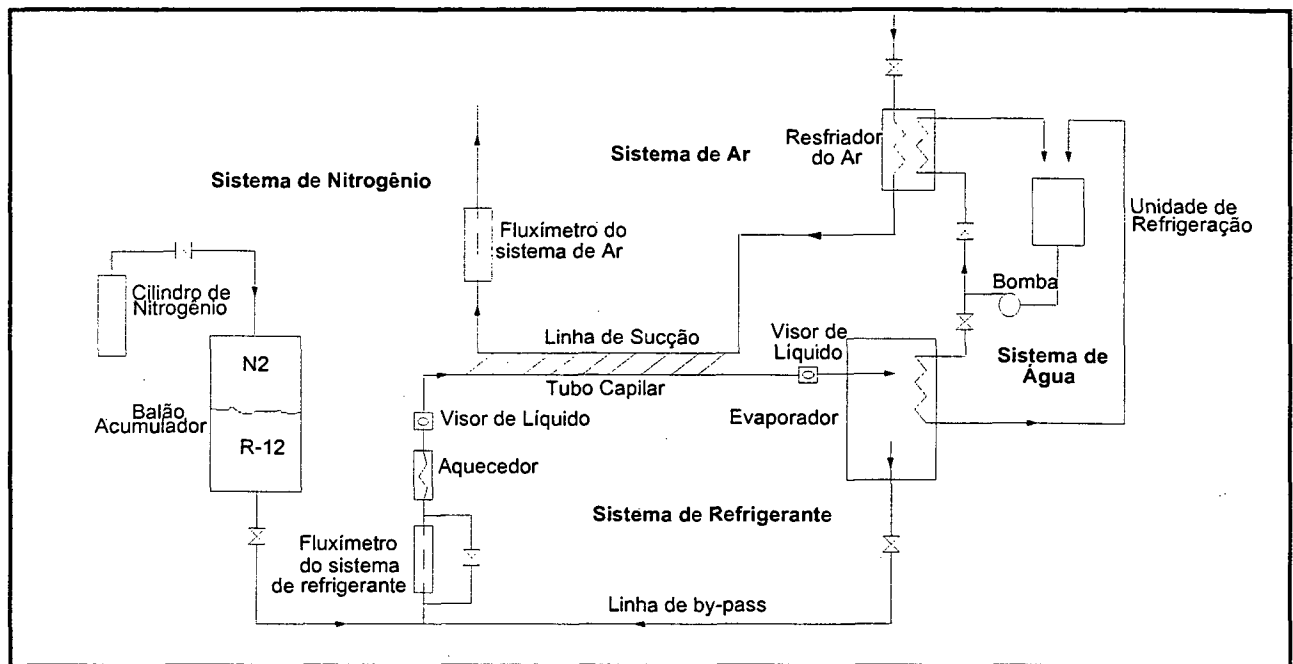


FIGURA 2.1- Bancada experimental do tipo "blow-down".

Dirik et. al (1994) apresentaram o primeiro estudo, numérico e experimental, focalizando trocadores concêntricos. Testes em condições de operação similares às encontradas em refrigeradores domésticos foram realizados. O HFC-134a foi empregado como fluido refrigerante em todos os testes. O aparato experimental consiste de um circuito de refrigeração básico, instrumentado para controlar as condições operacionais na seção de teste. Os parâmetros medidos foram: pressão e temperatura na entrada e saída do tubo capilar, perfil de temperatura ao longo da região de entrada adiabática, temperatura na entrada e saída da linha de sucção e fluxo de massa. Foram testados dois diâmetros de tubos capilares (0,66 e 0,88 mm), com três comprimentos (3,5, 4,5 e 5,5 m) para o caso adiabático e dois comprimentos (5,5 e 6,6 m) para o caso não adiabático. O comprimento de trocador de (1,70 m), o comprimento de entrada adiabático (0,40 m), e o diâmetro interno da linha de sucção (5,6 mm) foram mantidos fixos. A temperatura do fluido refrigerante na entrada do tubo capilar foi mantida em três valores distintos (43,3, 48,9 e 54,4°C), o que originou graus de subresfriamento na faixa de 5 a 20°C. A validação do modelo foi realizada comparando os fluxos de massa medidos e calculados através de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos, sendo realizados 63 testes para o caso não adiabático e

83 para o caso adiabático. Foram também apresentados perfis de pressão e de título ao longo do tubo capilar e temperatura ao longo da linha de sucção.

Peixoto et al (1994) reportaram resultados experimentais em tubos capilares não adiabáticos utilizando o HFC-134a como fluido refrigerante. Neste estudo, uma bancada experimental de operação contínua e com bomba de líquido foi empregada. A figura 2.2 mostra em detalhes o aparato experimental. Nesta bancada, a necessária diferença de pressão é obtida por meio de uma bomba de líquido. A necessidade de líquido na entrada da bomba requer uma perfeita harmonia entre os sistemas auxiliares, os quais tem a função de, após a saída do tubo capilar, condensar e subresfriar o fluido refrigerante. Este aparato possui três sistemas independentes, os quais utilizam também fluidos refrigerantes diferentes. O sistema principal é aquele formado pela bomba de líquido e os sistemas auxiliares são de R-502 e etileno-glicol. As vantagens apresentadas para a utilização deste sistema complexo são a possibilidade de realização de ensaios com misturas de óleo e refrigerante e o fato de permitirem a circulação de refrigerante puro. A existência da pulsação na entrada do tubo capilar é, além da sua complexibilidade, uma desvantagem deste sistema. A mesma geometria foi utilizada para um trocador lateral e outro concêntrico (comprimento do tubo capilar de 2,057 m, diâmetro do tubo capilar de 0,787 mm, comprimento do trocador de calor de 1,003 m, diâmetro da linha de sucção de 6,314 mm e comprimento de entrada adiabático de 0,533 m). Para a configuração concêntrica, foram utilizadas duas pressões de entrada do tubo capilar (1.150 e 1.060 kPa) e duas temperaturas na entrada da linha de sucção (-4,7 e 2,2°C) correspondentes, respectivamente, a cada pressão de entrada. Para o trocador de calor lateral foram também utilizadas duas pressões de entrada do tubo capilar (1.400 e 1.250 kPa) e duas temperaturas na entrada da linha de sucção (-3,7 e -0,6°C). Os resultados experimentais foram confrontados com os resultados computacionais obtidos por Peixoto e Silveiras (1993).

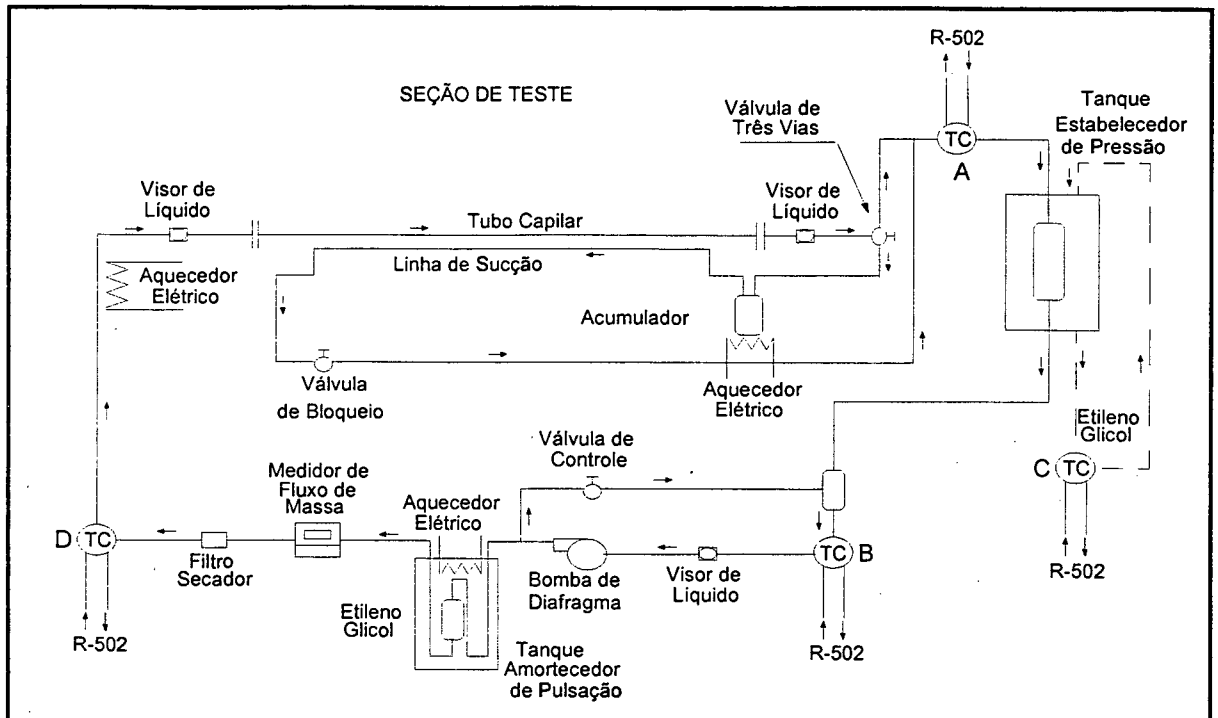


FIGURA 2.2 – Bancada experimental com bomba de líquido

Paiva et al. (1994) estudaram o desempenho teórico-experimental de tubos capilares adiabáticos e não adiabáticos com CFC-12 e HFC-134a, considerando somente a geometria concêntrica. Os resultados experimentais foram obtidos fazendo uso de uma unidade laboratorial semelhante àquela desenvolvida por Pate ("blow-down"), onde também utilizou-se ar ao invés de refrigerante ao longo da linha de sucção. Foram realizados ensaios para vários níveis de subresfriamento (3, 9 e 12°C), temperaturas de condensação (40, 45, 50 e 55°C) e para uma única temperatura de evaporação de (-25°C). Para o ar na entrada da linha de sucção, foram utilizados dois níveis de temperatura, -20 e -15°C. Testes na condição adiabática também foram realizadas interrompendo-se a circulação de ar na linha de sucção. Mesmo sendo reportadas as incertezas de medição do diâmetro interno do tubo capilar, os valores deste parâmetro não foram fornecidos, assim como também os valores do comprimento do capilar e do diâmetro da linha de sucção. Foram apresentados resultados com HFC-134a para tubo capilares adiabáticos e com HFC-134a e CFC-12 para tubos capilares não adiabáticos. Perfis de temperatura foram apresentados e comparados com resultados numéricos. Uma análise de sensibilidade das diversas variáveis envolvidas no processo foi também apresentada.

Bittie et al. (1995a) apresentaram uma avaliação experimental do desempenho de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral utilizando o fluido refrigerante HFC-152a. O aparato experimental utilizado foi desenvolvido por Pate e Tree (1984a) (ver Figura 2.1), onde o circuito de ar foi substituído por um circuito de refrigerante. Um total de oito variáveis foram testadas, sendo apresentada uma nova metodologia de análise, utilizando métodos estatísticos para planejamento dos testes experimentais e para a identificação dos parâmetros de maior influência sobre o fluxo de massa e sobre o subresfriamento efetivo (medida da efetividade do trocador de calor). As variáveis operacionais e geométricas foram testadas em dois níveis distintos, quais sejam: temperatura de condensação, 37,8 e 48,9°C, diâmetro do tubo capilar, 0,66 e 0,79 mm, comprimento do tubo capilar, 2,44 e 3,30 m, comprimento do trocador de calor, 0,76 e 1,78 m, diâmetro interno da linha de sucção 5,11 e 8,10 mm, comprimento de entrada adiabático, 152 e 510 mm, grau de subresfriamento, 2,8 e 8,3 °C e temperatura na entrada da linha de sucção, -15,0 e -6,7°C. Foram também reportadas todas as incertezas de medição referentes ao processo. A utilização do projeto fatorial para o planejamento dos experimentos deu origem a um total de 16 testes. Para o uso desta metodologia, deve-se seguir um procedimento padrão para a realização dos testes, o qual foi descrito em detalhes. Foram apresentados também alguns poucos resultados adicionais aos 16 testes, os quais foram comparados com os valores de fluxo de massa e de subresfriamento efetivo calculados através das correlações obtidas.

Bittie et al. (1995b) apresentaram um estudo com o objetivo de avaliar a eficácia do método da ASHRAE (1988) para prever o desempenho de trocadores de calor laterais com CFC-12. Este trabalho fez uso dos resultados obtidos por Bittie et al. (1995a). Para a utilização do método da ASHRAE (1988), é necessário considerar um subresfriamento efetivo, ou seja, considerar a presença somente de líquido na região do trocador de calor. Contraditoriamente a esta consideração, os resultados experimentais obtidos por Pate e Tree (1984a) demonstraram que para condições típicas de subresfriamento, a vaporização pode ocorrer na região do trocador de calor. Foi observada uma boa concordância entre os valores medidos por Bittie et al (1995a) e os preditos pelo método da ASHRAE, mas não foram considerados casos onde a vaporização ocorre antes do início do trocador de calor. O fenômeno da metaestabilidade foi utilizado para justificar a melhor concordância entre o método

gráfico da ASHRAE (1988) com os resultados reportados por Kuel e Goldschmidt (1990) e Wijaya (1991), para tubos capilares adiabáticos.

Bittle et al. (1996) realizaram uma avaliação experimental do desempenho de trocadores laterais com HFC-134a, utilizando a mesma metodologia e o mesmo aparato experimental descrito por Bittle et al. (1995a). Um total de dez variáveis foram testadas e correlações empíricas relacionando os fatores preponderantes foram apresentadas. As dez variáveis foram testadas em dois níveis, quais sejam: temperatura de condensação, 29,4 e 56,6 °C, diâmetro do tubo capilar, 0,66 e 0,79 mm, comprimento do tubo capilar, 2,438 e 3,302 m, comprimento do trocador de calor, 1,016 e 1,778 m, diâmetro interno da linha de sucção, 5,11 e 8,10 mm, comprimento de entrada adiabático, 152 e 508 mm, grau de subresfriamento, 2,8 e 5,6 °C, grau de superaquecimento, 2,8 e 11,1°C, pressão de evaporação, 131 e 165,5 kPa e concentração de óleo, 0 e 3%. Foram também reportadas todas as incertezas de medição referentes ao processo. A utilização do projeto fatorial para o planejamento dos testes experimentais deu origem a uma planilha com 32 testes, sendo que a análise da influência da concentração de óleo foi realizada separadamente. Foram também apresentados alguns poucos resultados adicionais aos 32 testes, os quais foram comparados com os valores de fluxo de massa e subresfriamento efetivo calculados através das correlações obtidas. O efeito do tipo de fluido refrigerante (HFC-134a, HFC-152a e CFC-12) sobre o fluxo de massa e o subresfriamento efetivo foi também apresentado.

Mendonça (1996) analisou experimentalmente trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral, utilizando o HFC-134a como fluido de trabalho. Os resultados experimentais foram obtidos fazendo uso de uma bancada baseada num sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores, a qual é uma evolução daquela apresenta por Gonçalves (1994). Foram testados dois diâmetros de tubos capilares (0,83 e 0,61 mm) e apenas um comprimento (4,0 m). Foram testados dois comprimentos de trocadores de calor (1,6 e 2,6 m) e dois diâmetros de linha de sucção (4,80 e 7,86 mm). O comprimento de entrada adiabático foi testado em três valores distintos (533, 1.067 e 2.316 mm). As variáveis operacionais foram variadas da seguinte forma: pressão na entrada do tubo capilar (9 e 14 bar), grau de subresfriamento (5, 7,5 e 10°C), temperatura na entrada da linha de sucção (-3 a -13°C). A temperatura de evaporação foi mantida constante em -23°C. Como

resultados experimentais, foram apresentados o comportamento do fluxo de massa em relação aos parâmetros anteriormente citados, e os perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção. Os resultados experimentais foram utilizados para a validação de um modelo numérico, denominado CAPHEAT (Mezavilla, 1995). Dos 49 testes comparados com o modelo, 31 mostraram um nível de concordância entre 0 – 10% e 18 entre 10 e 22%.

Mendonça (1996) mostrou que nenhum dos problemas mencionados por Pate e Tree (1984a), Bittle et al. (1995) e Peixoto (1994) em relação a utilização de bancadas baseadas em sistemas de compressão de vapores são dignos de importância. O trabalho de Bittle et al. (1995) sedimentou, ainda mais, o uso do sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapores, por mostrar que concentrações em massa de 1,4% de óleo lubrificante no refrigerante HFC-134a, não provoca alterações no fluxo de massa.

Em face do exposto, resolveu-se empreender o presente trabalho experimental enfocando: i) trocadores concêntricos, ii) planejamento estatístico, iii) obtenção de dados através da bancada experimental desenvolvida por Mendonça (1996).

3 - PLANEJAMENTO DOS TESTES EXPERIMENTAIS

3.1 - Introdução

A grande maioria dos trabalhos envolvendo trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção referem-se ao tipo lateral. Para a geometria concêntrica, de uso bastante difundido no Brasil, apenas um pequeno número de informações experimentais encontra-se disponível. Desta forma, resolveu-se empreender um trabalho experimental com o objetivo de propor uma metodologia alternativa de dimensionamento e de fornecer dados para a validação do modelo numérico desenvolvido por Mezavila (1995).

Todos os experimentos foram realizados com o HFC-134a, e cada ponto experimental envolvia a medição das seguintes variáveis: fluxo de massa, perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção e pressões na entrada e saída do capilar e da linha de sucção.

Tendo em vista o grande número de variáveis que influenciam o escoamento, e a necessidade de planejar os teste experimentais, tornou-se necessário estabelecer os parâmetros de análise mais relevantes. Para tanto utilizou-se o programa CAPHEAT (Mezavilia,1995), e as informações experimentais obtidas com trocadores laterais (Mendonça, 1996, Pate, 1992, Bittie, 1995a et al.). Tais parâmetros, em número de oito, encontram-se listados a seguir:

- Pressão na entrada do tubo capilar (P_e);
- Grau de subresfriamento (Δ_{sub});
- Temperatura na entrada do trocador de calor (T_{eis});
- Diâmetro interno do tubo capilar (D);
- Diâmetro interno da linha de sucção (D_s);
- Comprimento do tubo capilar (L);
- Comprimento do trocador de calor (L_{tc});
- Comprimento de entrada adiabático (L_e).

Com o objetivo de reduzir o número de testes e analisar o efeito de todos os *parâmetros independentes* (pressão na entrada do tubo capilar, diâmetro interno do tubo capilar, grau de subresfriamento, etc.) sobre os *parâmetros dependentes* (fluxo de massa e temperatura na saída do trocador de calor), optou-se por planejar os testes utilizando técnicas estatísticas.

O projeto fatorial (Box e Hunter, 1978, Das, 1979, Winer, 1971) foi a técnica escolhida para o planejamento dos testes. Este método consiste em selecionar os testes de forma que o efeito de vários parâmetros independentes, isolados ou combinados, sobre um ou mais parâmetros dependentes, possa ser avaliado. Na forma 2^k , onde k variáveis (8) são consideradas em apenas 2 níveis distintos, esta técnica exige um número mínimo de 256 testes. Este número apesar de relativamente baixo, quando comparado com o número de testes que poderiam ser realizados caso os experimentos não fossem planejados a priori, é ainda elevado quando se considera principalmente o tempo necessário para alterar a configuração do trocador. Este fato levou a utilização de uma variação do projeto fatorial, denominado projeto fatorial fracionado (Box e Hunter, 1979, Das, 1979), que utiliza apenas uma fração do projeto fatorial completo, dando origem a um total de 16 testes. Com a utilização desta técnica, o número de testes é significativamente reduzido, mas a análise dos resultados torna-se mais complexa.

Para a utilização do projeto fatorial fracionado, exige-se que os experimentos sejam executados de acordo com um procedimento experimental padronizado (o qual será descrito em detalhes posteriormente) e que se tenha uma experiência prévia com o fenômeno a ser estudado.

3.2 – Projeto Fatorial

Projetos fatoriais, também conhecidos como experimentos fatoriais, permitem ao experimentador avaliar a combinação de efeitos para duas ou mais variáveis experimentais simultaneamente. A informação obtida do experimento fatorial é mais completa que aquela obtida a partir de uma série de experimentos de único fator, uma vez que o experimento fatorial permite a avaliação do efeito da *interação*. Um efeito de interação é um efeito atribuído à combinação de variáveis “aquém e além” do qual pode ser previsto pelas considerações das variáveis simples. Por exemplo, muitas das propriedades da substância química H₂O não podem ser previstas estudando isoladamente as propriedades do oxigênio e do hidrogênio. A maioria das propriedades da água são atribuídas ao efeito da interação entre o oxigênio e o hidrogênio. O composto formado por esta interação tem propriedades as quais não são dadas pela simples adição das propriedades do oxigênio com as do hidrogênio.

No final do experimento fatorial, dispõe-se de informações que permitem tomar decisões com uma ampla faixa de aplicabilidade. Em adição, com informações sobre o efeito isolado das variáveis experimentais, pode-se prever o que deve ocorrer quando duas ou mais variáveis são usadas em combinação.

3.2.1 – Projeto Fatorial Geral e Projeto Fatorial a Dois Níveis

Um projeto fatorial geral é formado selecionando-se um número fixo de níveis (ou condições) para cada variável (fator). Em seguida, realiza-se o teste com todas as combinações possíveis. Se há f_1 níveis para a primeira variável, f_2 para a segunda variável, ... , f_k para a k-ésima variável, a disposição completa de $f_1 \times f_2 \times \dots \times f_k$ testes experimentais é chamado projeto fatorial $f_1 \times f_2 \times \dots \times f_k$. O número de níveis dentro de um fator é determinado pelo refinamento com o qual deseja-se investigar o fator. Se o número de níveis de cada fator em um projeto fatorial for o mesmo, o projeto é chamado fatorial simétrico. Por exemplo, um projeto fatorial $2 \times 5 \times 5$ requer $2 \times 5 \times 5 = 50$ testes e um $3 \times 4 \times 2$ requer $3 \times 4 \times 2 = 24$ testes. No presente trabalho, são considerados oito variáveis, todas com dois níveis. Desta forma, tem-se $2 \times 2 \times 2 \times 2 \times$

$2 \times 2 \times 2 \times 2 = 2^8 = 256$ testes experimentais. As razões para utilização do projeto fatorial em dois níveis são as seguintes:

1. Necessidade de realização de poucos testes por fator considerado. Apesar de ser incapaz de abranger uma grande faixa de variação para o fator estudado, este método pode indicar uma tendência predominante e assim determinar uma melhor direção para experimentos adicionais;
2. Quando uma exploração local mais profunda é necessária, ou seja, quando se deseja analisar com mais cuidado um determinado fator, o número de níveis pode ser convenientemente aumentado para formar um projeto fatorial composto;
3. Forma a base para o projeto fatorial fracionado;
4. Este projeto e o projeto fatorial fracionado podem ser usados como blocos de projetos. (Suponha que um experimento será realizado usando o projeto fatorial 2^3 . Suponha também que o experimento consista na obtenção da qualidade de um determinado produto, o qual é obtido pela mistura dos componentes e por aquecimento a uma determinada temperatura em um forno. Contudo, a capacidade do forno é somente suficiente para acomodar quatro das misturas. Assim, serão necessárias duas cargas no forno para a realização completa do experimento. Com a utilização desta técnica, pode-se escolher quais combinações de misturas serão carregadas no forno, de modo a evitar possíveis erros na obtenção dos diversos efeitos.);
5. Com a utilização de métodos matemáticos, pode-se obter correlações entre as diversas variáveis estudadas.

Os itens 2 e 4 não serão explorados, uma vez que existe um conhecimento considerável a respeito dos parâmetros independentes (fatores) com mais influência no escoamento de fluidos refrigerantes através de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.

3.2.2 – Efeitos principais e efeitos combinados

Considere, por exemplo, dois fatores (i) fertilizante nitrogenado com três níveis, n_0 , n_1 e n_2 e (ii) irrigação com dois níveis, I_0 e I_1 . Num experimento, estes parâmetros dariam origem a seis combinações, I_0n_0 , I_0n_1 , I_0n_2 , I_1n_0 , I_1n_1 , I_1n_2 .

Ao contrário de experimentos com um único fator, neste caso a comparação não é feita através dos diversos pares, mas sim através de uma comparação especial denominada de efeitos principais e interações. O total das três primeiras combinações representa o efeito da irrigação para seu nível I_0 , enquanto a soma dos três últimos representa seu efeito para o nível I_1 , é claro, em cada caso, na presença de diferentes níveis de nitrogênio. Portanto, a diferença dos totais dos três primeiros e dos três últimos pares das seis combinações fornece a comparação entre as respostas dos dois níveis de irrigação. Esta comparação, portanto, representa o efeito principal da irrigação.

Pode-se também obter o efeito da irrigação na presença de, por exemplo, n_0 de ($I_0n_0 - I_1n_0$). Outros dois desses efeitos podem ser obtidos de outros dois níveis de nitrogênio, particularmente ($I_0n_1 - I_1n_1$) e ($I_0n_2 - I_1n_2$). A comparação entre estes três contrastes podem ser iguais, ou caso contrário, indicar que o efeito da irrigação não é o mesmo para os diferentes níveis de nitrogênio. Este tipo de comparação, portanto, indica se os fatores (parâmetros independentes) agem independentemente ou eles interagem para influenciar o resultado do parâmetro dependente. Os contrastes que representam tais comparações, isto é, ($I_0n_0 - I_1n_0$) - ($I_0n_1 - I_1n_1$) são chamados efeitos das interações.

Considerando o estudo de trocadores de calor, têm-se oito fatores a serem analisados. Neste caso, surgem interações entre todos os fatores, sendo que as interações entre três ou mais fatores não serão consideradas. Este fato está relacionado à análise requerida pelo projeto fatorial fracionado.

3.3 – Projeto Fatorial Fracionado

O projeto fatorial na sua forma completa, tipo 2^k , requer uma quantidade de testes que aumenta geometricamente com o aumento de k . Contudo, quando o valor

de k não é pequeno, o mesmo nível de informação pode ser obtido realizando-se apenas uma parcela do projeto fatorial completo.

Considerando os oito fatores a serem analisados, todos os efeitos poderiam ser estimados, sendo que nem todos teriam magnitudes significativas. Em termos de magnitude, pode-se dizer que efeitos principais tendem a ser maiores que interações entre dois fatores, as quais tendem a ser maiores que interações entre três fatores e assim sucessivamente (O efeito principal e as interações podem ser associadas com os termos de uma série de Taylor). Interações entre três ou mais fatores tendem a ser desprezíveis, e podem ser convenientemente descartadas (Ignorar interações entre três fatores corresponde a ignorar termos de terceira ordem na expansão de Taylor.). Além disso, quando um número moderadamente grande de variáveis é introduzido em um projeto fatorial, alguns efeitos freqüentemente não podem ser distinguidos dos demais. Desta forma, o método utiliza o fato de que alguns efeitos não podem ser distinguidos e que as interações de alta ordem tendem a ser desprezíveis, para gerar o projeto fatorial fracionado

3.3.1 – Resolução de Projeto

Para o estudo de trocadores de calor do tipo concêntrico, será utilizado um projeto fatorial fracionado, mais especificamente um 1/16 de um projeto fatorial 2^8 , o que é igual a $2^8/16 = 2^8/2^4 = 2^{(8-4)}$. Isto significa que serão estudados $k = 8$ fatores, onde $p = 4$ desses fatores são gerados de interações de um projeto fatorial $2^{(8-4)} = 4$ completo, utilizando interações entre três ou mais fatores. Tem-se desta forma, um projeto fatorial de resolução *IV*. Como consequência, o projeto fatorial fracionado não proporciona resolução completa, isto é, há certos efeitos de interações que não podem ser claramente distinguidos.

Em geral, um projeto de resolução R é aquele onde interações de ordem I são distintas de qualquer outra interação de ordem menor que $R - I$. Tem-se, neste caso, $R = 4$. Então, interações de ordem $I = 1$ (por exemplo, os efeitos principais), serão distintos de interações de ordem menor do que 3 (interação entre três fatores). As interações de ordem $I = 2$, contudo, não serão distintas das interações de ordem 2. Desta forma, haverá uma não distinção recíproca, o que pode tornar a análise um pouco mais complexa.

3.3.2 – Matriz de Testes Experimentais

Com base nas informações sobre resolução de projeto, efeitos distintos e com base no tempo necessário para a troca da geometria do trocador de calor, chegou-se aos 16 testes do projeto fatorial fracionado, apresentados na tabela 3.1. Esta tabela pode ser obtida através de programas computacionais, STATISTICA (StatSoft,1994), ou através de informações obtidas na literatura (Box e Hunter, 1979, Das, 1979). Caso o tempo necessário para a mudança da geometria fosse menor, poderiam ter sido gerados 32 ou mais testes, obtendo-se desta forma uma informação mais completa.

Pode-se observar na tabela 3.1 que todas as variáveis são testadas em apenas dois níveis (nível superior denotado pelo sinal + e o nível inferior denotado pelo sinal -). Nota-se também que todos os fatores são testados nos seus níveis superior e inferior o mesmo número de vezes, o que resulta numa planilha de testes balanceada.

TABELA 3.1 – Planilha de Testes Experimentais.

	1 P_e [bar]	2 Δ_{sub} [°C]	3 T_{els} [°C]	4 D [mm]	5 L [m]	6 D_s [mm]	7 L_{tc} [m]	8 L_e [m]
1	-09	-05	- -17	-0,61	-3,0	-6,30	-1,0	-0,2
2	+14	-05	- -17	-0,61	-3,0	+7,86	+2,2	+0,6
3	-09	+10	- -17	-0,61	+4,0	-6,30	+2,2	+0,6
4	+14	+10	- -17	-0,61	+4,0	+7,86	-1,0	-0,2
5	-09	-05	+ -11	-0,61	+4,0	+7,86	+2,2	-0,2
6	+14	-05	+ -11	-0,61	+4,0	-6,30	-1,0	+0,6
7	-09	+10	+ -11	-0,61	-3,0	+7,86	-1,0	+0,6
8	+14	+10	+ -11	-0,61	-3,0	-6,30	+2,2	-0,2
9	-09	-05	- -17	+0,83	+4,0	+7,86	-1,0	+0,6
10	+14	-05	- -17	+0,83	+4,0	-6,30	+2,2	-0,2
11	-09	+10	- -17	+0,83	-3,0	+7,86	+2,2	-0,2
12	+14	+10	- -17	+0,83	-3,0	-6,30	-1,0	+0,6
13	-09	-05	+ -11	+0,83	-3,0	-6,30	+2,2	+0,6
14	+14	-05	+ -11	+0,83	-3,0	+7,86	-1,0	-0,2
15	-09	+10	+ -11	+0,83	+4,0	-6,30	-1,0	-0,2
16	+14	+10	+ -11	+0,83	+4,0	+7,86	+2,2	+0,6

Para a realização dos testes experimentais, recomenda-se que estes sejam realizados de forma aleatória, ou seja, não seguindo a seqüência apresentada na tabela 3.1. Isto deve-se aos inúmeros fatores que podem influenciar nos resultados

experimentais. Já a execução e montagem dos trocadores de calor deve seguir um mesmo padrão experimental.

3.3.3 – Desvantagens do Projeto Fatorial Fracionado

Embora o projeto fatorial fracionado reduza de forma significativa o número de testes experimentais necessário à análise de um dado problema, ele apresenta algumas desvantagens. A principal consiste em se considerar apenas dois níveis para cada fator estudado. Isto significa que uma variação do nível superior para o nível inferior de qualquer parâmetro independente implica numa variação linear no parâmetro dependente. No presente caso, entretanto, esta não é uma restrição importante, pois nos níveis adotados na tabela 3.1, a variação dos parâmetros dependentes (fluxo de massa e temperatura na saída da linha de sucção) apresenta um comportamento praticamente linear em relação a variação de todos os parâmetros dependentes (ver Apêndice A). Deve-se ressaltar que as figuras apresentadas no Apêndice A foram obtidas com o auxílio do programa CAPHEAT (Mezavilla, 1995).

4 – BANCADA EXPERIMENTAL

4.1 – Introdução

Para atingir os objetivos deste trabalho, utilizou-se o aparato experimental desenvolvido por Mendonça (1996). Este aparato experimental foi denominado por Mendonça (1996) de Bancada de Ensaio de Tubos Capilares Não Adiabáticos (BETCnad), denominação esta também adotada neste trabalho. A BETCnad está equipada com dispositivos que permitem controlar e/ou medir as variáveis operacionais inerentes a este tipo de experimento. As variáveis operacionais independentes são: pressão na entrada do tubo capilar, pressão de evaporação, grau de subresfriamento e temperatura na entrada da linha de sucção. As variáveis operacionais dependentes são o fluxo de massa e as diversas temperaturas ao longo do tubo capilar e da linha de sucção, além das pressões na saída do tubo capilar e do trocador de calor.

Serão descritos a seguir, o funcionamento da BETCnad e o procedimento utilizado na obtenção dos pontos experimentais.

4.2 – Descrição da bancada experimental

A bancada de testes utilizada por Mendonça (1996) (BETCnad) é na realidade uma evolução do aparato experimental apresentado por Gonçalves (1994), a qual possui três sistemas distintos: o de refrigeração, o elétrico e o de medição. A figura 4.1 mostra o diagrama esquemático do sistema de refrigeração da BETCnad e o Apêndice B apresenta a nomenclatura utilizada neste diagrama.

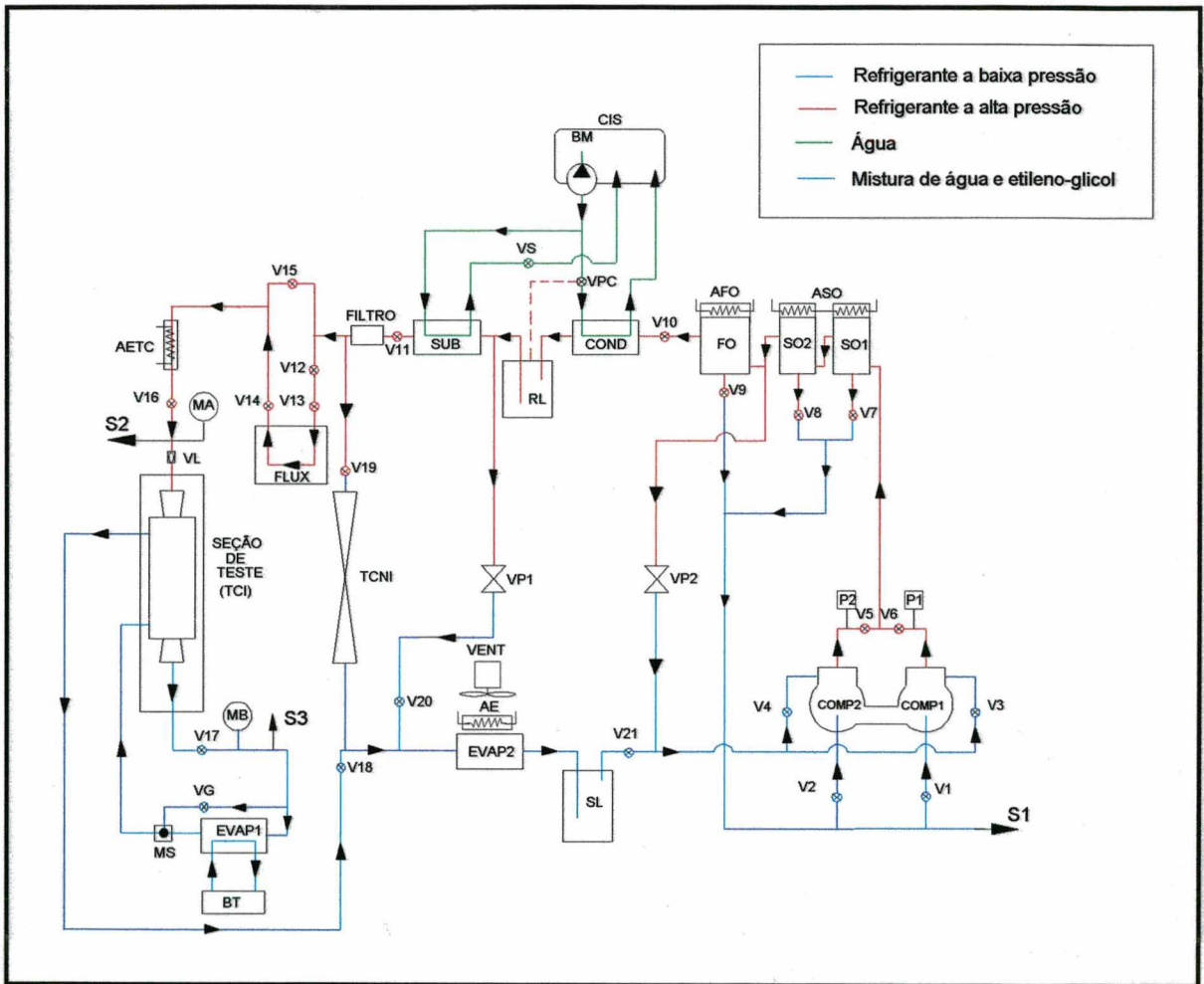


FIGURA 4.1 – Diagrama esquemático do sistema de refrigeração da BETCnad.

Um sistema usual de refrigeração por compressão mecânica de vapores apresenta apenas um compressor, o qual tem a função de elevar a pressão do fluido refrigerante. No sistema de refrigeração da BETCnad, a elevação de pressão é realizada por meio de dois compressores herméticos alternativos (COMP1 E COMP2). As carcaças dos compressores são interligadas por meio de um tubo de 2" de

diâmetro, com a função de manter o equilíbrio entre as pressões de sucção, e assim garantir o retorno de óleo.

Após o processo de compressão, o fluido refrigerante escoar através de dois separadores de óleo (SO1 E SO2) e de um filtro de óleo (FO). As resistências elétricas (ASO e AFO) têm a função de impedir a condensação do fluido refrigerante. O óleo retido nestes componentes retorna aos compressores automaticamente e manualmente (filtro).

O fluido refrigerante é condensado num condensador (COND) e subresfriado num subresfriador (SUB). Estes dois componentes são resfriados a água. A vazão de água é controlada por meio de uma válvula pressostática (VPC), que permite então o controle da pressão de condensação.

Em seguida o fluido refrigerante é aquecido por uma resistência elétrica (AETC), a qual tem a função de ajustar o grau de subresfriamento para o valor desejado. Um sistema eletrônico do tipo PID (proporcional, integral e derivativo) controla a tensão sobre a resistência. Antes da entrada do tubo capilar, o fluido refrigerante passa ainda por um filtro de nylon e um visor de líquido (VL).

O fluido refrigerante escoar através do tubo capilar instrumentado, onde a sua pressão e temperatura são reduzidas. Parte do fluido refrigerante que sai do tubo capilar segue para o misturador (MS) e parte para o evaporador (EVAP1), onde este é vaporizado e superaquecido. Estes componentes, juntamente com válvula de controle do tipo agulha (VG), controlam a temperatura na entrada da linha de sucção. O banho termostatizado (BT) fornece o calor necessário à evaporação do fluido refrigerante no evaporador (EVAP1), através de uma mistura de etileno-glicol. Esta mistura tem a sua temperatura estabelecida através de um sistema de refrigeração e de uma resistência elétrica com controle eletrônico. O banho termostatizado (BT) possui ainda uma bomba de líquido, a qual tem o objetivo de promover a circulação da mistura de etileno-glicol através do evaporador (EVAP1).

A pressão de evaporação é obtida por meio de duas válvulas pressostáticas (VP1 e VP2), as quais fazem a ligação entre as partes de alta e baixa pressão. A BETCnad possui também um tubo capilar não instrumentado (TCNI), o qual tem o objetivo de permitir modificações em toda a seção de testes, mantendo o circuito em funcionamento. Durante estas possíveis modificações, um segundo evaporador

(EVAP2) e o separador de líquido (SL) garantem a integridade dos compressores (COMP1 e COMP2).

Os demais componentes apresentados na figura 4.1 são itens auxiliares, com o objetivo de permitir o funcionamento da bancada durante modificações na seção de testes.

Os sistemas de medição e elétrico não serão descritos, já que estes foram descritos por Gonçalves (1994), e não sofreram modificações significativas no presente trabalho.

4.3 – Descrição da secção de testes

Um dos objetivos do presente trabalho é a medição e análise dos perfis de temperatura no tubo capilar e na linha de sucção. Desta forma, fez-se necessário o desenvolvimento de uma secção especial de testes, uma vez que o trocador de calor é do tipo concêntrico. O esquema da secção de testes é apresentado na figura 4.12 e a nomenclatura utilizada no Apêndice C. Os pontos de medição dos parâmetros operacionais são também indicados nesta figura. Parâmetros geométricos, tais como comprimento do tubo capilar (L), comprimento do trocador de calor (L_{tc}), comprimento de entrada adiabático (L_e), diâmetro interno do tubo capilar (D) e diâmetro interno da linha de sucção (D_s), são também apresentados.

O grau de subresfriamento foi obtido realizando-se as medições de temperatura e pressão (itens 1 e 2 da figura 4.2) na entrada do tubo capilar, as quais estão posicionadas respectivamente a 5 e 10 mm da sua extremidade. O grau de subresfriamento foi estabelecido por meio de uma resistência elétrica comandada por um controlador de temperatura do tipo PID, utilizando como referência uma tomada de temperatura localizada 110 mm a montante da entrada do tubo capilar.

Tomadas de pressão e temperatura (itens 5 e 6) também foram utilizadas na saída do tubo capilar, com posicionamento idêntico àqueles da entrada.

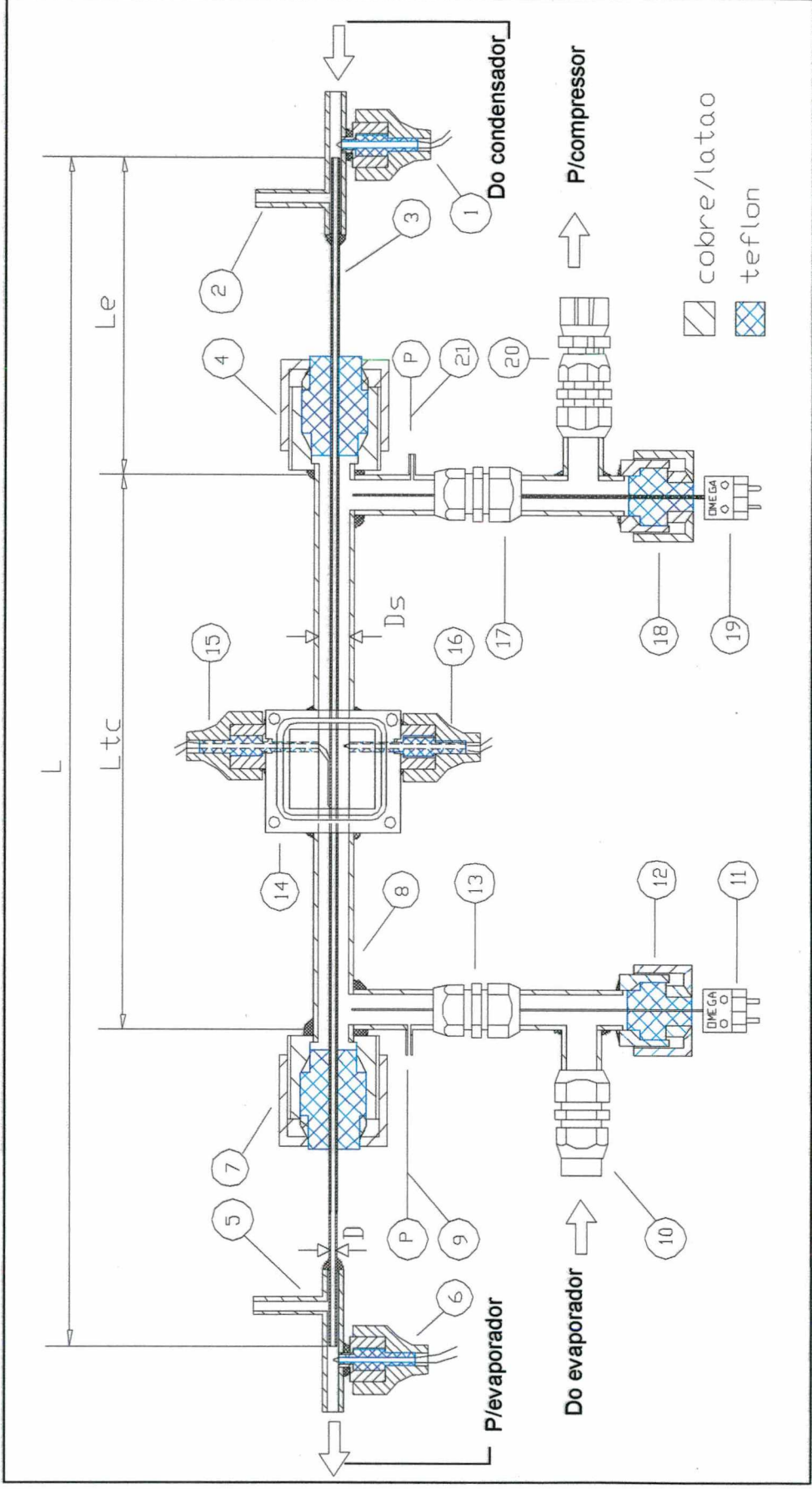


FIGURA 4.2 – Secção de testes.

A pressão na entrada do tubo capilar (2), a pressão de evaporação (9), a temperatura na entrada (11) e saída da linha de sucção (19) completam os parâmetros operacionais. Adicionalmente são realizadas medições de pressão na saída do trocador de calor (21).

Os termopares de imersão na entrada e saída da linha de sucção (itens 11 e 19 respectivamente), foram utilizados com o objetivo de evitar erros de medição como os observados por Mendonça (1996).

Medições de temperatura ao longo da parede externa do tubo capilar e da linha de sucção foram também realizadas. Neste caso os termopares foram enrolados na tubulação de modo a evitar possíveis erros de medição, decorrentes da condução de calor. Para garantir uma melhor indicação de temperatura, adicionou-se pasta térmica entre a parede do tubo e a junção do termopar. Com o objetivo de também evitar possíveis erros de medição, desta vez decorrentes de eventuais correntes elétricas, as superfícies foram previamente envernizadas. As posições das medições de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção foram alteradas de acordo com a geometria a ser testada, posições estas que serão mostradas na apresentação dos resultados experimentais.

As medições de temperatura interna e externa foram realizadas através de termopares do tipo T (Cu-Co), com diâmetro de 0,13 mm. As medições de temperatura na entrada e saída da linha de sucção foram realizadas com termopares de imersão de 0,51 mm de diâmetro e 152 mm de comprimento. As medições de pressão foram realizadas com transdutores de pressão do tipo "strain gage".

A secção de testes foi isolada termicamente com lã-de-vidro. Primeiramente a lã de vidro foi enrolada em torno do trocador, sendo em seguida coberta com plástico, para evitar penetração de umidade. Após este isolamento inicial uma caixa de madeira (envoltória da secção de testes), com 4.800 x 300 x 300 mm foi totalmente preenchida com isolamento.

Um item importante, mostrado na figura 4.2, é a chamada caixa de medição (14). Esta caixa de medição tem por objetivo permitir as medições da temperatura do fluido refrigerante no interior da linha de sucção e da temperatura da parede externa do tubo capilar. Esta caixa de medição possui dois termopares, um deles estanhado sobre a superfície externa do tubo capilar e o outro posicionado no escoamento (entre a parede interna da linha de sucção e a parede externa do tubo capilar). Cerca de 15 mm

do termopar soldado externamente à linha de sucção é colocado em contato com esta superfície, a fim de evitar erros de condução. Uma melhor visualização deste dispositivo é apresentado, em detalhes, na figura 4.3.

Pode-se notar duas particularidades: a primeira é a utilização de peças de teflon e a segunda são as chamadas conexões de vedação (itens 15 e 16 da figura 4.2). A função das peças de teflon é fazer com que os fios dos termopares não toquem em nenhum ponto da caixa de medição, evitando desta forma possíveis erros de medição, relacionados com a condução de calor através dos termopares. As conexões de vedação tem a finalidade de evitar vazamentos de refrigerante, sendo estas também empregadas na entrada e saída do tubo capilar (itens 1 e 6 da figura 4.2).

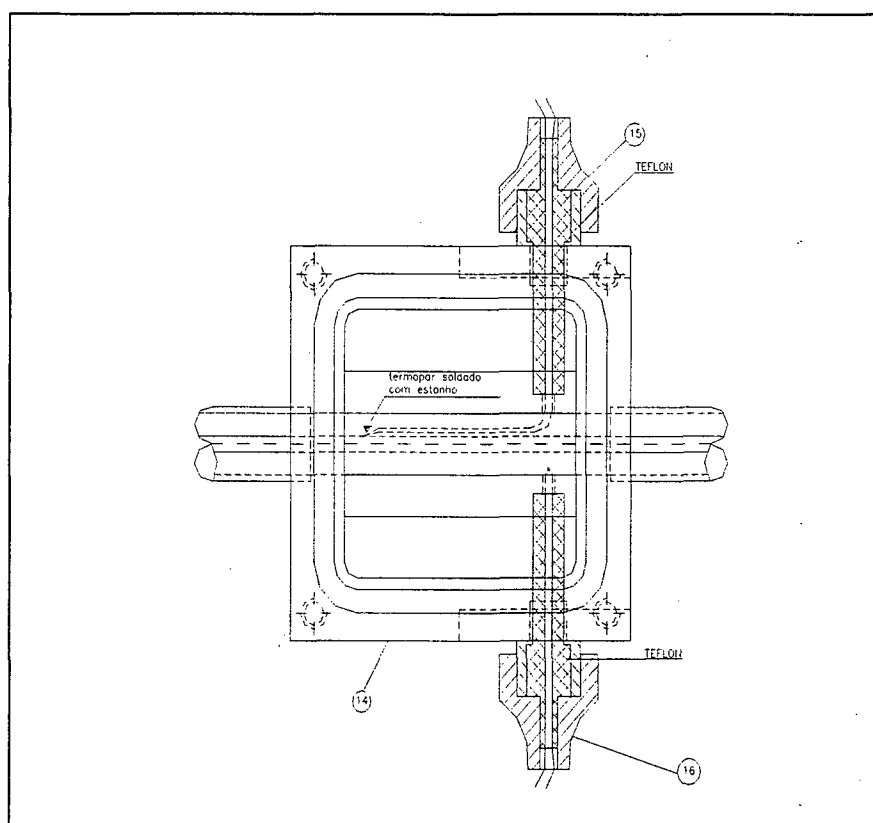


FIGURA 4.3 – Esquema de montagem dos termopares na caixa de medição.

A caixa de medição foi projetada de forma a não causar perturbações no escoamento. Para tanto, usinou-se um furo passante na caixa de medição, com

diâmetro igual ao diâmetro interno da linha de sucção. A linha de sucção foi então encaixada nos rebaiços laterais da caixa, e em seguida, submetida ao processo de soldagem. A figura 4.4 mostra a caixa de medição em detalhes.

O esquema mostra também que a caixa de medição é bipartida, possuindo um corpo principal e uma tampa. No corpo principal ficam os termopares (fixados pelas conexões de vedação). Esta divisão tem como objetivo proporcionar uma pequena, mas suficiente, área de trabalho (12 cm^2), para manusear os termopares. O furo passante forma um meio tubo tanto no corpo principal quanto na tampa que, quando unidos, formam o diâmetro interno da linha de sucção. A vedação do conjunto corpo principal-tampa é feita por meio de anéis do tipo o'ring. A caixa de medição possui vários recortes e rebaiços, com o intuito de diminuir a massa do conjunto .

Antes de se chegar à secção de testes mostrada anteriormente, outras disposições foram testadas. Os protótipos utilizados encontram-se descritos no Apêndice C.

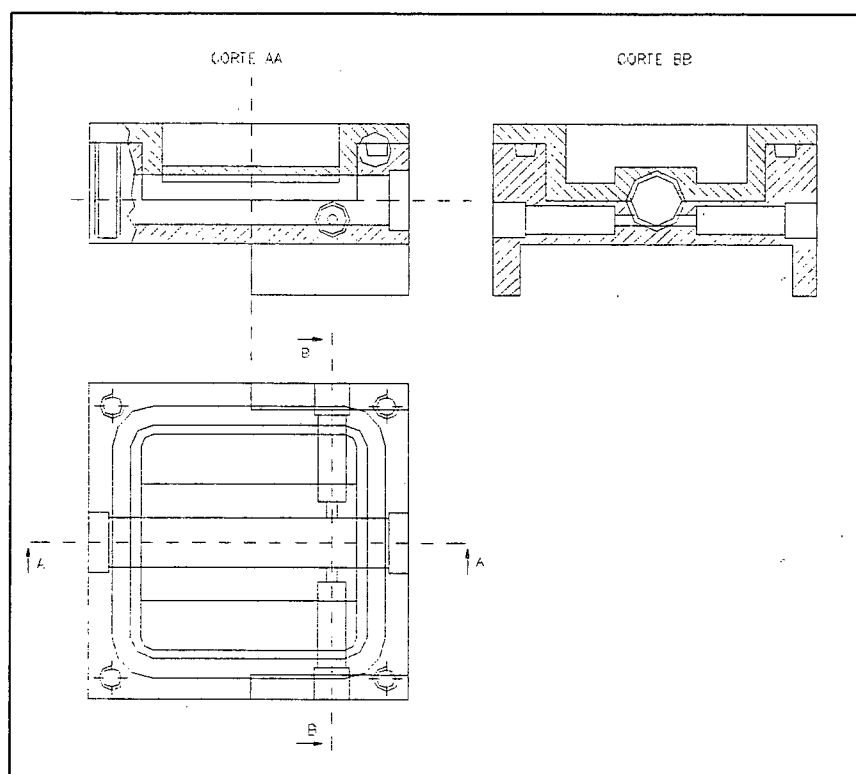


FIGURA 4.4 – Detalhe da caixa de medição

4.4 – Padronização dos testes experimentais

Uma das exigências para a utilização do projeto fatorial é a padronização dos experimentos. No presente trabalho, foram adotados padrões para a preparação e montagem dos trocadores de calor e para a realização dos testes experimentais. Os itens seguintes descrevem, em detalhes, estes procedimentos.

4.4.1 – Procedimento de preparação e montagem dos trocadores de calor

A seqüência de passos adotada na preparação de todos os trocadores de calor é apresentada a seguir, com referência a figura 4.2.

1. corte dos tubos de cobre; todos de um mesmo lote;
2. retirada da rebarba proveniente do processo de corte e lixamento das extremidades dos tubos;
3. encaixe e solda dos tubos cortados nas caixas de medição, procurando manter o conjunto reto. Nesta mesma etapa, realiza-se o encaixe e a solda das conexões isolantes (4 e 7) nos tubos de cobre;
4. preparação e solda da tubulação de entrada e saída do fluido refrigerante, assim como dos flanges suportes das roscas (conjuntos 13 e 17);
5. confecção das tomadas de pressão 9 e 21;
6. confecção dos suportes para os termopares de imersão (itens 10, 12 e 18, 20, respectivamente para a entrada e saída da linha de sucção).

Após a preparação da linha de sucção, a seqüência de passos seguinte descreve a sua montagem na bancada experimental, originando o dispositivo de expansão em estudo:

1. lixamento da superfície do tubo capilar;
2. posicionamento da linha de sucção no local desejado (comprimento de entrada adiabático), sendo apertadas as conexões isolantes (itens 4 e 7);
3. preparação dos termopares internos nas conexões de vedação (15 e 16);
4. solda com estanho da junção do termopar interno 15 sobre a superfície do capilar, e posicionamento da extremidade do termopar interno 16 entre a parede externa do tubo capilar e a parede interna da linha de sucção;

5. posicionamento dos termopares de imersão, 11 e 19 o mais próximo possível do centro da linha de sucção;
6. aplicação de verniz sobre as paredes externa do tubo capilar e da linha de sucção, com o objetivo de evitar que possíveis correntes elétricas interfiram na medição das temperaturas;
7. pressurização do tubo capilar e da linha de sucção com nitrogênio, com o objetivo de verificar possíveis vazamentos, tanto nos termopares internos quanto nas conexões e soldas;
8. colocação de todos os termopares externos nas posições desejadas;
9. posicionamento de cada junção de termopar;
10. colocação do isolamento térmico;
11. finalmente, após verificação da pressão do sistema, realiza-se vácuo no tubo capilar e na linha de sucção (pressão de 40 μ bar), e em seguida as válvulas de serviço são abertas para permitir a operação da BETCnad.

4.4.2 – Procedimento de realização dos testes experimentais

Antes da realização dos testes experimentais, o sistema de aquisição de dados era verificado com o intuito de identificar possíveis erros de leitura, tanto de pressão quanto de temperatura. Nesta etapa, denominada de teste estabilizado, somente o sistema de aquisição e o microcomputador eram energizados, efetuando-se leituras durante 15 a 20 minutos.

A energização da BETCnad ocorria através do acionamento da chave geral, o que propiciava a energização do circuito elétrico e a alimentação da fonte de tensão dos transdutores de pressão, do aquecedor do filtro de óleo, do controlador de temperatura do tipo PID e do fluxímetro.

Terminada a verificação da leitura dos termopares e transdutores de pressão, a etapa seguinte consistia na realização dos testes experimentais. Estes tinham início com o fechamento da válvula de retorno de óleo do filtro (V9) (ver figura 4.1), e com a operação da bomba de circulação da água de condensação, do banho termostático, dos compressores e dos aquecedores dos separadores e do filtro de óleo.

A pressão de evaporação e de condensação eram acompanhadas e controladas grosseiramente fazendo-se uso das válvulas pressostáticas (VP1 e VP2), para evaporação, e válvula pressostática (VPC) para condensação.

Para uma melhor estabilização da pressão na entrada do tubo capilar, realizava-se o retorno manual do óleo retido no filtro, com a abertura da válvula V9, quinze minutos após o início de operação da bancada.

Em todos os testes experimentais o transdutor de fluxo de massa era zerado. Este procedimento, realizado vinte minutos após o início de operação da BETCnad, consistia no fechamento das válvulas V14 e V13 e no ajuste da posição zero do transdutor.

Os procedimentos descritos até o presente momento consistem de aberturas e fechamento de diversas válvulas, as quais tornavam o comportamento da bancada experimental bastante variável. Desta forma, estabeleceu-se um período de espera de aproximadamente 20 minutos antes que qualquer novo procedimento fosse realizado. Desta forma, o controle dos parâmetros era obtido mais facilmente.

Após a estabilização da bancada, as pressões de condensação e evaporação, a temperatura na entrada da linha de sucção e o grau de subresfriamento eram respectivamente ajustados através da válvula pressostática (VPC), das válvulas pressostáticas (VP1) e (VP2), válvula do tipo agulha e do aquecedor na entrada do tubo capilar (AETC). O tempo para o ajuste dos parâmetros de interesse girava em torno de 4 a 5 horas.

Para obter um ponto experimental, as diversas variáveis eram gravadas ao longo de um período médio de trinta minutos. A condição de regime permanente era estabelecida quando os parâmetros de interesse variavam dentro de faixas constantes ao longo do tempo, não apresentando tendências de aumento ou diminuição. As faixas de variação correspondem às bandas das incertezas de medição dos sistemas de medição empregados. Para a pressão, fluxo de massa, grau de subresfriamento e as temperaturas, a faixa de variação (diferença entre os valores máximo e mínimo) admitida era de respectivamente 0,03 bar, 0,06 kg/h, 0,5 °C e 0,4 °C.

Os limites apresentados anteriormente eram observados durante um tempo de cinco minutos. Estabelecido o regime permanente (oscilações dentro da faixa e do período admitido), o ponto experimental era obtido através da média das diversas

medidas num período de 100 segundos, escolhidas no intervalo de cinco minutos. As figuras 4.5a a 4.5f apresentam as variáveis de interesse durante um teste típico.

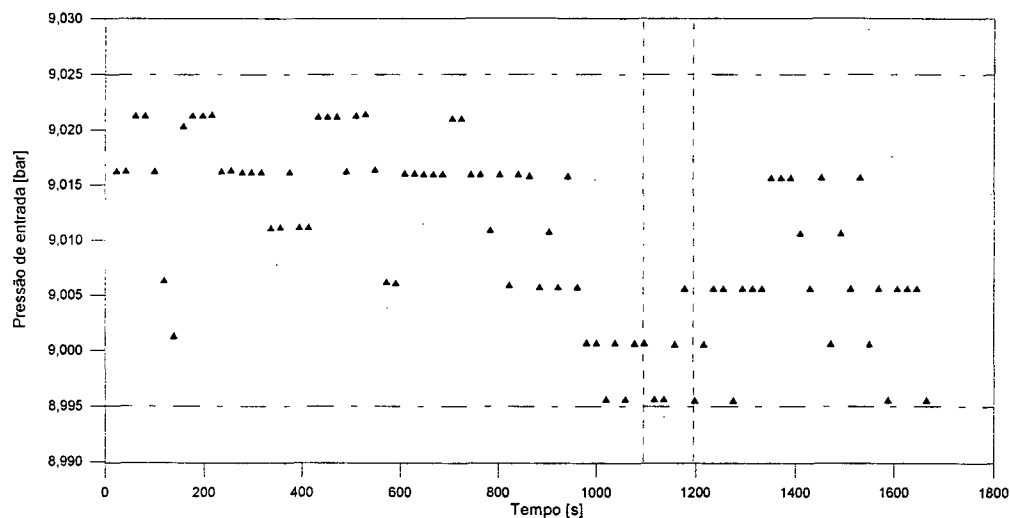


FIGURA 4.5a – Variação da pressão na entrada do tubo capilar em função do tempo.

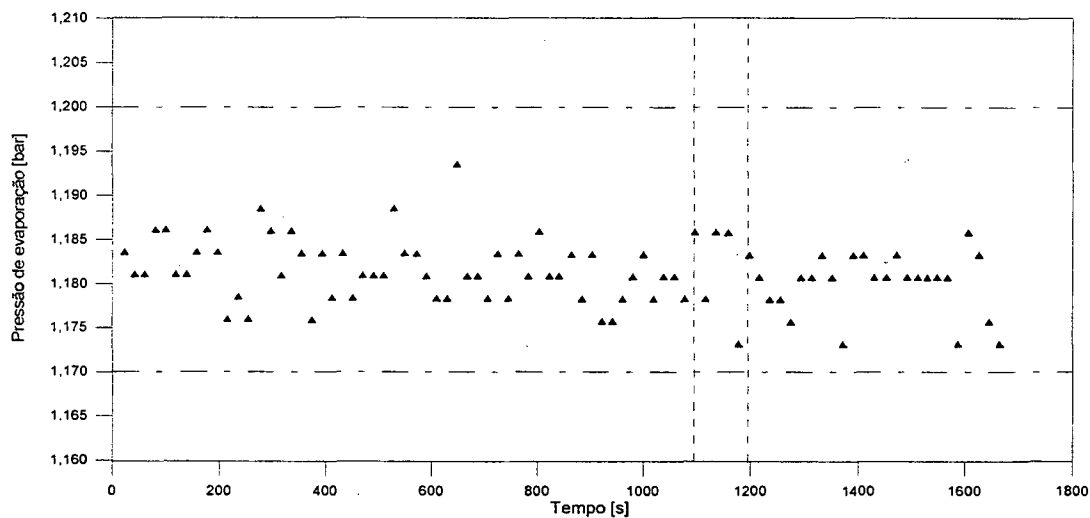


FIGURA 4.5b – Variação da pressão de evaporação em função do tempo.

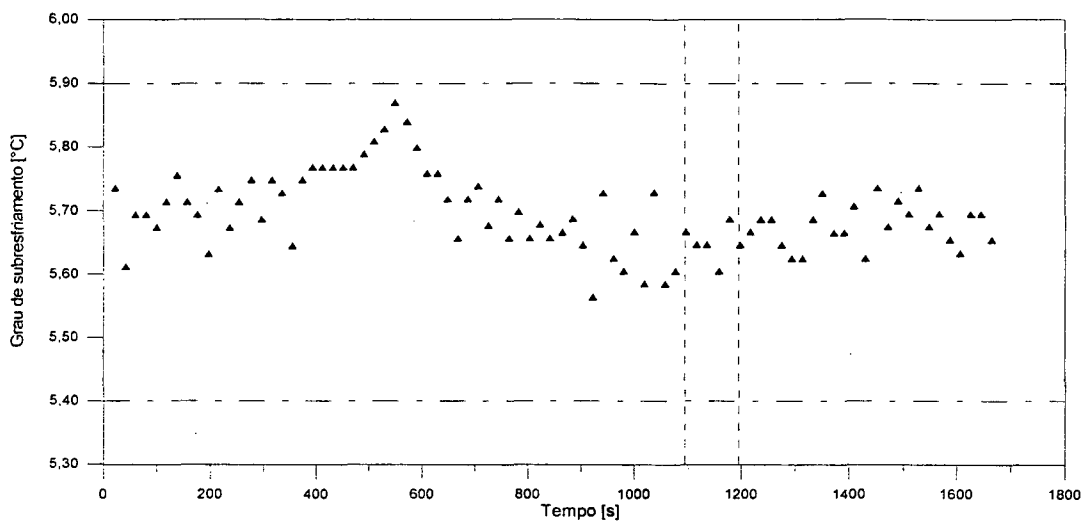


FIGURA 4.5c – Variação do grau de subresfriamento em função do tempo.

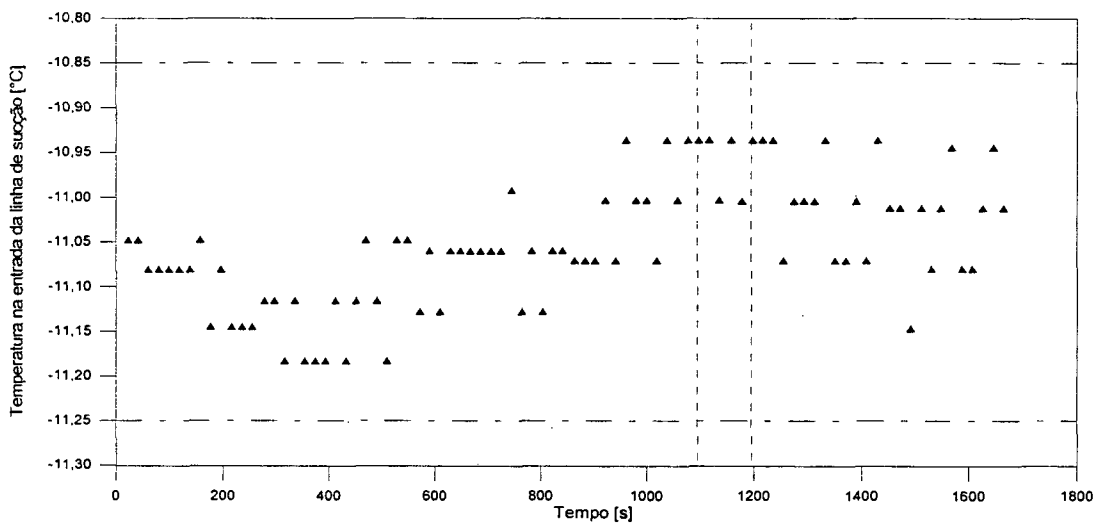


FIGURA 4.5d – Variação da temperatura na entrada da linha de sucção em função do tempo.

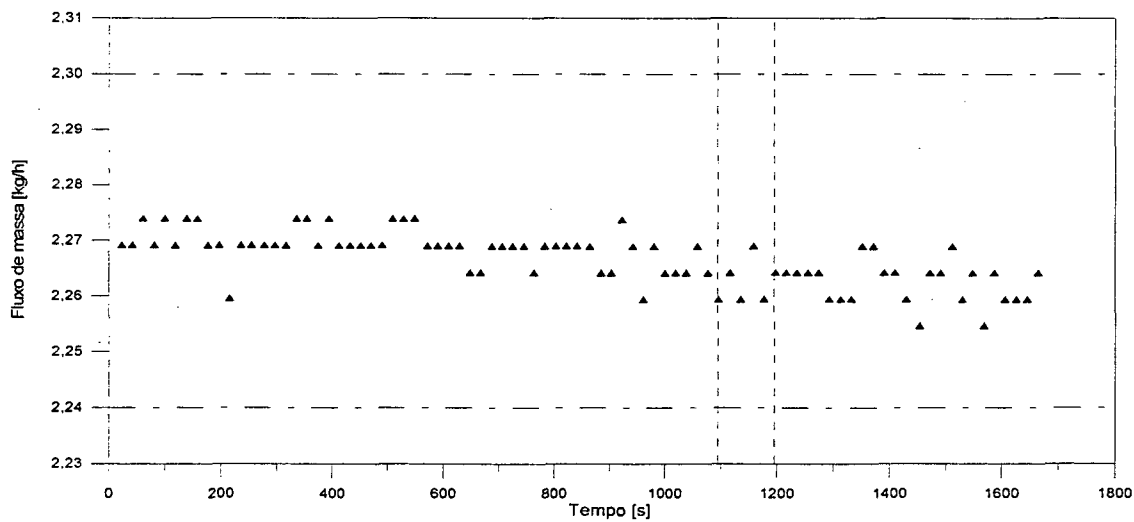


FIGURA 4.5e – Variação do fluxo de massa em função do tempo.

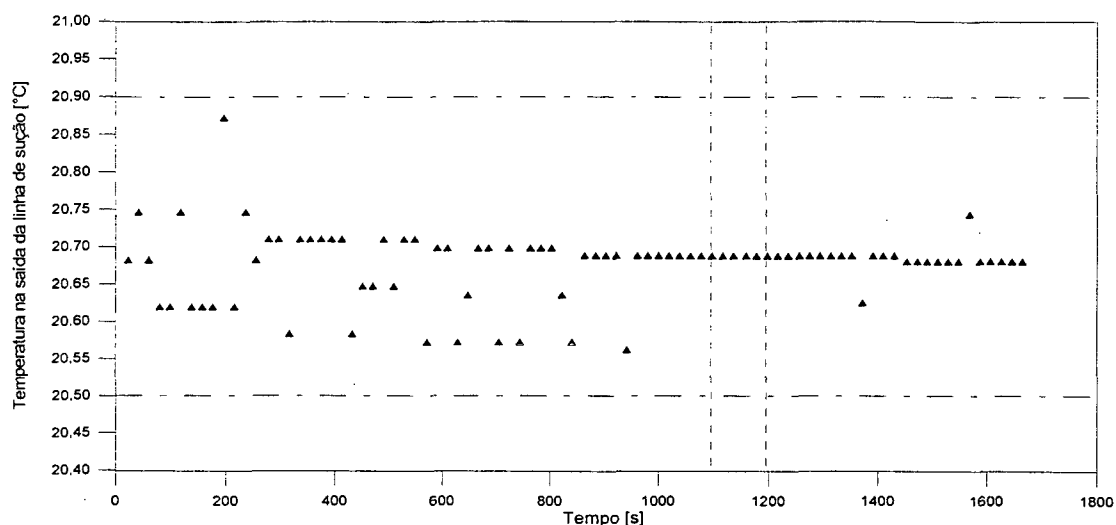


FIGURA 4.5f – Variação da temperatura na saída da linha de sucção em função do tempo.

4.5 – Determinação das incertezas de medição

Nos primeiros trabalhos experimentais (Swart, 1946, Staebler, 1948, entre outros) não havia informações a respeito das incertezas de medição. Com o avanço tecnológico e com o desenvolvimento da metrologia, incertezas de medição passaram a ter uma grande importância tanto no meio científico quanto no industrial.

As metodologias adotadas por Mendonça (1996) para a medição das características geométricas dos trocadores de calor e para a calibração dos sistemas de medição foram também utilizadas neste trabalho.

4.5.1 – Sistemas de medição

Para a medição dos diversos parâmetros inerentes ao escoamento de tubos capilares não adiabáticos, a BETCnad foi instrumentada com sistemas de medição de fluxo de massa (SMFM), de pressão (SMP) e de temperatura (SMT).

4.5.1.1 – Sistema de medição de fluxo de massa

A metodologia utilizada na calibração do transdutor de fluxo de massa é aquela descrita por Gonçalves (1994) e referenciada como processo I. Sucintamente falando, a metodologia consiste na passagem de água, proveniente de um reservatório com nível constante, através do transdutor durante um certo intervalo de tempo. Em seguida, a água é pesada através de uma balança de precisão e o fluxo de massa calculado. Este procedimento foi também adotado por Mendonça (1996).

As características geométricas e operacionais adotadas no presente estudo conduzem a uma ampla faixa de fluxo de massa. Assim, fez-se necessário calibrar o transdutor em diferentes faixas, de forma a obter melhores resultados. A tabela D.1, do Apêndice D, mostra os pontos de calibração obtidos. São apresentados também o erro sistemático, a dispersão da medição e a curva de erros.

O critério do menor erro padrão da estimativa (EPE) foi adotado no ajuste de um polinômio para compensar o erro sistemático. O polinômio foi ajustado pelo método dos mínimos quadrados. Para o cálculo do erro padrão da estimativa utilizou-se a seguinte equação:

$$EPE = \sqrt{\frac{\sum (C_i - M_i)^2}{N - (1 - P)}} \quad (4.1)$$

onde,

C_i = valor calculado pela curva ajustada no i ésimo ponto;

M_i = valor medido no i ésimo ponto;

N = número de pontos;

P = grau do polinômio da curva ajustada.

Utilizou-se um polinômio de terceiro grau no processo de regressão, o que originou a expressão a seguir:

$$\dot{m}_{\text{REAL}} = a_0 + a_1 \cdot \dot{m}_L + a_2 \cdot \dot{m}_L^2 + a_3 \cdot \dot{m}_L^3 \quad (4.2)$$

onde,

\dot{m}_{Real} = valor corrigido do fluxo de massa;

\dot{m}_L = valor do fluxo de massa indicado pelo SMFM.

$$a_0 = 0,0226408$$

$$a_2 = -0,00478518$$

$$a_1 = 1,04252$$

$$a_3 = 0,000428692$$

Na incerteza de medição do sistema de medição de fluxo de massa, incluem-se as correções do erro aleatório e a do erro do processo de ajuste. A incerteza do SMFM foi obtida através da seguinte expressão:

$$IM_{SMFM} = \sqrt{(IM_p)^2 + (IM_a)^2} \quad (4.3)$$

onde,

IM_{SMFM} = incerteza de medição do SMFM;

IM_p = incerteza de medição pontual;

IM_a = incerteza de medição do ajuste.

A incerteza de medição do ajuste IM_a corresponde ao erro padrão da estimativa, resultando em $IM_a = 0,013$ para a curva considerada. Já a incerteza de medição pontual corresponde à máxima dispersão da medição encontrada durante o processo de calibração (ver tabela D.1, do Apêndice D) correspondendo a $IM_p = 0,023$.

Estabelecidas as incertezas parciais, chegou-se a uma incerteza de medição no fluxo de massa de $\pm 0,03$ kg/h.

4.5.1.2 – Sistema de medição de pressão

No presente trabalho não foram realizadas calibrações do sistema de medição de pressão, já que os transdutores de pressão foram calibrados por Mendonça (1996). As incertezas de medição para os quatro transdutores de pressão utilizados no presente trabalho são apresentadas na tabela 4.1, assim como suas faixas de operação.

TABELA 4.1 – Faixa de operação e incerteza de medição do SMP

Transdutor	Faixa de operação [bar]	Incerteza de medição [bar]
NRVA04	0 – 20	$\pm 0,015$
PTF20	0 – 10	$\pm 0,010$
PTF40	0 – 20	$\pm 0,010$
PTF42	0 - 10	$\pm 0,010$

4.5.1.3 – Sistema de medição de temperatura

Mendonça (1996), Melo et al. (1993) e Gonçalves (1994) mostraram haver uma boa concordância entre as indicações dos diversos termopares por eles calibrados. Desta forma, adotou-se uma única curva de calibração para todos os termopares do sistema de medição. Além disso, de acordo com Gonçalves (1994), adotou-se também como curva de calibração a curva padrão apresentada na norma ASTM E 20 (ASTM, 1980).

A incerteza de medição encontrada por Gonçalves (1994) para o sistema de medição de temperatura foi de $\pm 0,2$ °C.

4.5.2 – Características geométricas

O presente trabalho tem também como objetivo comparar o desempenho dos dois tipos de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. Para tanto, todas as variáveis independentes devem ser iguais de modo a verificar a influência do tipo de trocador de calor, tanto no perfil de temperatura quanto no fluxo de massa. Este fato conduziu à utilização dos mesmos tubos capilares utilizados por Mendonça (1996) para o comprimento de quatro metros. Desta forma, as incertezas de medição do diâmetro interno e da rugosidade absoluta dos tubos capilares são as obtidas por Mendonça (1996), apresentadas respectivamente nas tabelas 4.2 e 4.3.

TABELA 4.2 – Diâmetros médios e incerteza de medição – tubos capilares.

Diâmetro nominal [mm]	Diâmetro médio [mm]	Incerteza de medição [mm]
0,60	0,61	±0,02
0,80	0,83	±0,02

TABELA 4.3 – Rugosidade absoluta e incerteza de medição – tubos capilares.

Diâmetro nominal [mm]	Rugosidade média [μm]	Incerteza de medição [μm]
0,60	2,13	±0,30
0,80	0,58	±0,15

Estes mesmos valores aplicam-se aos tubos capilares de três metros, apesar destes não terem sido testados por Mendonça (1996).

4.5.2.1 – Diâmetro interno da linha de sucção (D_s)

O diâmetro interno da linha de sucção foi medido através de uma máquina de medir por coordenadas. Um total de 9 amostras foram utilizadas. Duas medições foram realizadas em cada amostra, uma a 15 e outra a 55 mm da extremidade. Os resultados das diversas medições são apresentados no Apêndice E. Pode-se observar que este apêndice apresenta valores apenas para os tubos de 5/16", já que os tubos de 3/8" foram medidos por Mendonça (1996).

A incerteza de medição foi determinada tomando a máxima variação da medida em relação à média,

$$IM_D = \Delta M_{\max} = |M_i - MM|_{\max} \quad (4.4)$$

onde,

IM_D = incerteza de medição do diâmetro interno do tubo capilar;

ΔM_{\max} = máximo valor absoluto da variação da medida em relação à média;

M_i = valor medido no iésimo ponto;

MM = média das medidas.

Com base nesta relação, nos valores mostrados na tabela E.1 e nos valores apresentados por Mendonça (1996), os valores para o diâmetro interno da linha de sucção e da incerteza de medição são apresentados na tabela 4.4.

TABELA 4.4 – Valores de diâmetro e incerteza de medição – linha de sucção.

Diâmetro externo [pol]	Diâmetro interno médio [mm]	Incerteza de medição [mm]
5/16"	6,30	±0,02
3/8"	7,86	±0,03

4.5.2.2 – Comprimento do tubo capilar (L)

O comprimento do tubo capilar foi avaliado através de uma escala fixa, com a menor divisão da escala igual a 1,0 mm. Desta forma, tomou-se como incerteza de medição o valor de ±2 mm. Este procedimento é plenamente justificado já que existem dificuldades no processo de medição, tais como as irregularidades do tubo capilar e a dificuldade em posicionar a escala sobre a tubulação (devido a caixa de medição e a conexão isolante).

5 - ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1 - Introdução

No presente trabalho, procurou-se utilizar procedimentos que permitissem a obtenção de resultados experimentais confiáveis, para propiciar a validação do código computacional desenvolvido por Mezavilia (1995) e para obter uma metodologia alternativa de dimensionamento de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção.

Durante a realização dos experimentos, algumas particularidades foram notadas, as quais serão apresentadas a seguir. Será apresentada também uma análise comparativa do efeito das diversas variáveis operacionais e da influência do tipo de trocador de calor sobre o fluxo de massa e perfil de temperatura.

Para a obtenção dos 16 testes do projeto fatorial foram necessárias 16 geometrias diferentes, as quais são apresentadas na tabela 5.1. Nesta tabela são apresentadas também as geometrias necessárias para a obtenção da análise comparativa entre as diversas variáveis operacionais e geométricas e para a análise do tipo de trocador de calor. Como foi mencionado anteriormente, as variáveis operacionais e geométricas foram testadas em dois níveis distintos (ver tabela 3.1).

TABELA 5.1 - Geometrias analisadas.

TUBO CAPILAR			TROCADOR DE CALOR			
NOME	D	L	Nº	D _s	L _{tc}	L _e
B	0,61	3,963	01	7,86	2,200	0,190
B	0,61	3,963	02	7,86	2,200	0,200
B	0,61	3,963	03	7,86	2,200	0,200
B	0,61	3,963	04	6,30	1,000	0,600
B	0,61	3,963	05	6,30	2,200	0,600
B	0,61	3,963	06	7,86	0,998	0,195
A	0,83	3,963	07	6,30	1,000	0,200
A	0,83	3,963	08	6,30	2,200	0,200
A	0,83	3,963	09	7,86	0,998	0,604
A	0,83	3,963	10	7,86	2,200	0,602
C	0,83	3,000	11	7,86	2,200	0,202
C	0,83	3,000	12	7,86	0,998	0,201
C	0,83	3,000	13	6,30	1,000	0,601
C	0,83	3,000	14	6,30	2,200	0,600
D	0,61	3,000	15	7,86	2,200	0,600
D	0,61	3,000	16	7,86	0,998	0,603
D	0,61	3,000	17	6,30	1,000	0,200
D	0,61	3,000	18	6,30	2,200	0,200
D	0,61	3,000	19	7,86	2,200	0,200
A	0,83	3,963	20	7,86	1,605	1,067

Na tabela 5.1, as duas primeiras combinações de variáveis geométricas foram utilizadas como protótipos da secção de testes definitiva (ver figura 4.2). As combinações em negrito compõem os 16 testes do projeto fatorial. O trocador de calor 19, combinado com o tubo capilar D foi utilizado na análise comparativa entre as diversas variáveis operacionais e geométricas. O trocador de calor 20, combinado com o tubo capilar B foi utilizado na comparação entre trocadores *concêntrico* e o *lateral*.

5.2 - Análise Detalhada dos Perfis de Temperatura

A figura 5.1 mostra uma distribuição típica de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção. A temperatura do refrigerante no interior do tubo capilar foi considerada igual a da sua superfície externa, devido aos altos coeficientes de transferência de calor por convecção no lado interno do tubo. Na linha de sucção foram medidas tanto a temperatura do fluido como da parede.

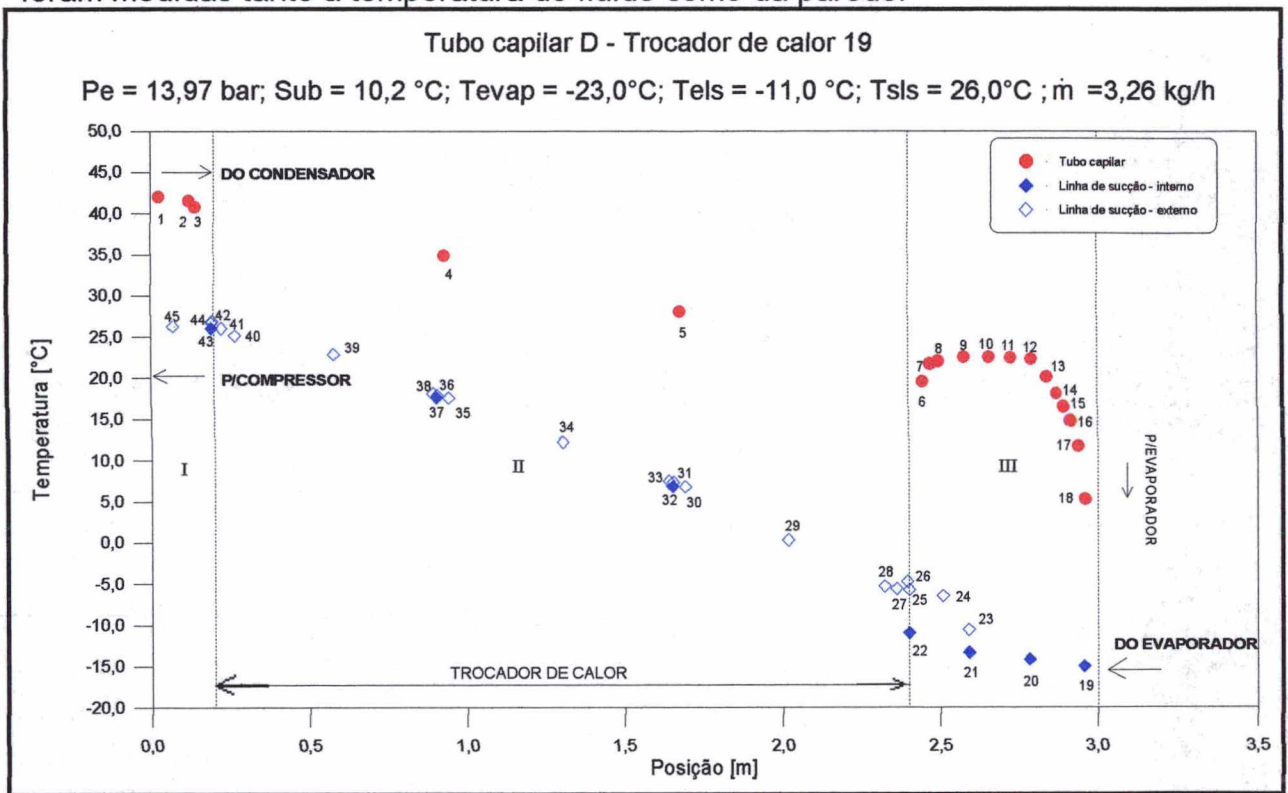


FIGURA 5.1 - Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.

Na figura 5.1, as regiões I, II e III correspondem respectivamente à região de entrada do tubo capilar (comprimento de entrada adiabático), região do trocador de calor e região de saída do tubo capilar (região também adiabática).

Ao longo da região I, o fluido refrigerante proveniente do condensador mantém a sua temperatura praticamente constante. Entre os pontos 2 e 3, da mesma forma como Mendonça (1996), observa-se uma pequena queda de temperatura decorrente da condução de calor da parede do tubo capilar (mais quente) para a linha de sucção (mais fria). Como mostrado na figura 4.2, no ponto de contato entre o tubo capilar e a linha de sucção há um cilindro de teflon. Embora o teflon tenha condutividade térmica baixa, a espessura utilizada não foi suficiente para impedir o fluxo de calor do tubo

capilar para a linha de sucção (Apêndice F), causando a queda de temperatura entre os pontos 2 e 3. Na região II, o fluido refrigerante no tubo capilar cede calor para a linha de sucção, reduzindo a sua temperatura, conforme indicado pelos pontos 4 e 5 da figura 5.1. Ocorre também uma redução de pressão devido a efeitos viscosos mas o refrigerante permanece no estado líquido. No final da região II, início da região III a transferência de calor por condução também se manifesta, porém com maior intensidade, devido ao maior gradiente de temperatura entre as paredes do tubo capilar e da linha de sucção (ver ponto 6). A partir do ponto 8, os efeitos de condução de calor desaparecem e os termopares voltam a indicar praticamente a temperatura do fluido. A variação acentuada de temperatura a partir do ponto 12 indica o início do processo de vaporização. A condução é também responsável por parte da diferença de temperatura da parede (ponto 26) e do refrigerante (ponto 22) na entrada da linha de sucção.

Na entrada da linha de sucção (região III) foram adicionados três pontos de medição de temperatura, utilizando-se conexões vedantes. Pode-se observar um pequeno aumento na temperatura do fluido entre os pontos 19 e 20 e um aumento mais elevado entre os pontos 21 e 22. A elevação de temperatura entre os pontos 19 e 20 deve-se a troca de calor com o meio ambiente, o qual também contribui em parte para a elevação de temperatura entre os pontos 21 e 22. A outra parte desta última elevação de temperatura é proveniente do fluxo de calor que sai do tubo capilar e chega à linha de sucção por condução. A já mencionada diferença de temperatura entre os pontos 26 e 22 deve-se também, em parte, à transferência de calor com o ambiente.

Na região II, os pontos 31 e 36 representam as medições da temperatura do fluido na linha de sucção, utilizando as caixas de medição. Pode-se verificar que nestas posições praticamente não existe gradiente de temperatura entre as paredes do tubo e o refrigerante. Na saída da linha de sucção, onde a temperatura do fluido foi medida por um termopar de imersão, também observou-se uma diferença mínima de temperatura.

Devido ao efeito da temperatura ambiente sobre o perfil de temperatura do fluido na entrada da linha de sucção, resolveu-se investigar este mesmo efeito para a região do trocador de calor. Através de vários balanços de energia, baseados em

resultados experimentais, concluiu-se que apesar da espessura de isolamento empregada o ambiente é responsável por parte da energia recebida pela linha de sucção.

A figura 5.2 mostra um outro tipo de teste onde a vaporização do fluido refrigerante ocorre na região do trocador de calor. Os mesmos comentários da figura anterior aplicam-se a esta figura, porém deve-se notar que como a vaporização ocorre na região II, não existe uma mudança da inclinação do perfil de temperatura do fluido no tubo capilar entre as regiões II e III.

Na figura 5.3 apresenta-se um outro resultado, obtido com o tubo capilar C - trocador de calor 12. Neste teste, observa-se uma menor elevação da temperatura do fluido na entrada da linha de sucção, o que deve-se a um maior fluxo de massa (acima de 5 kg/h).

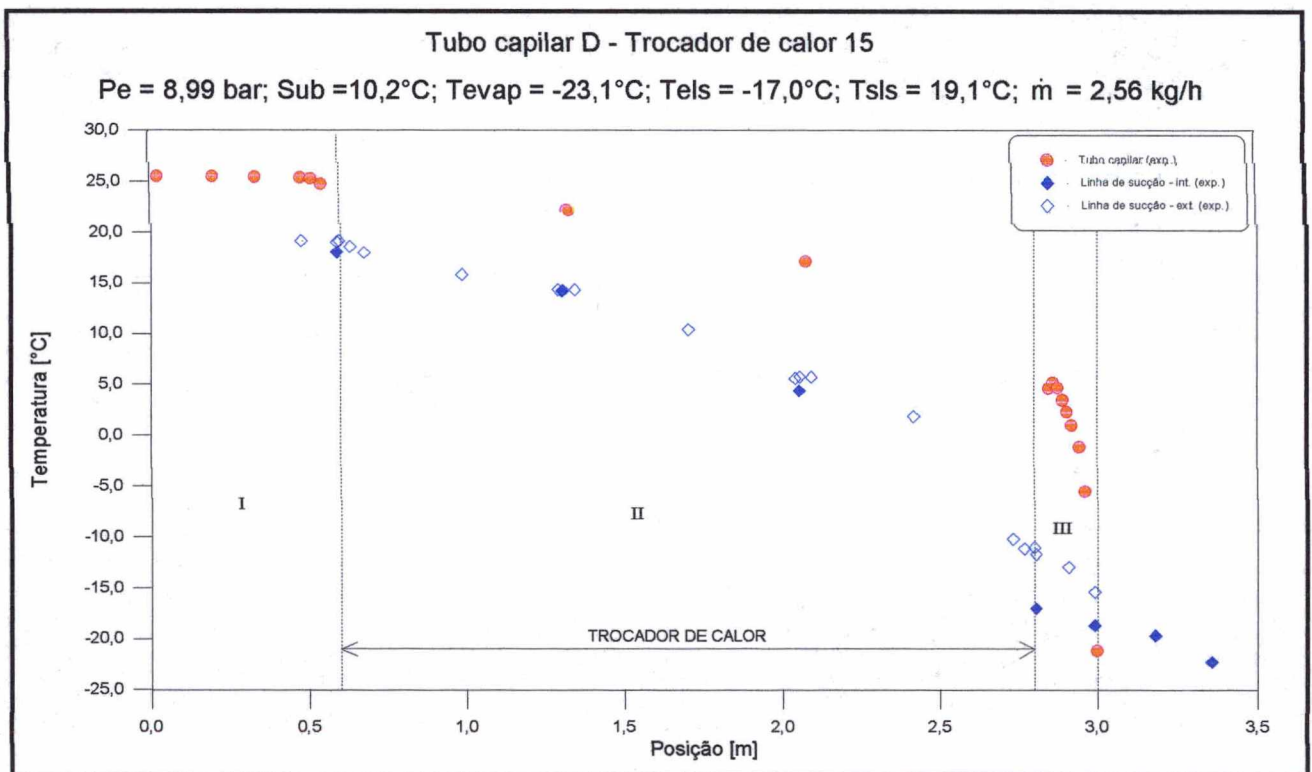


FIGURA 5.2 - Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.

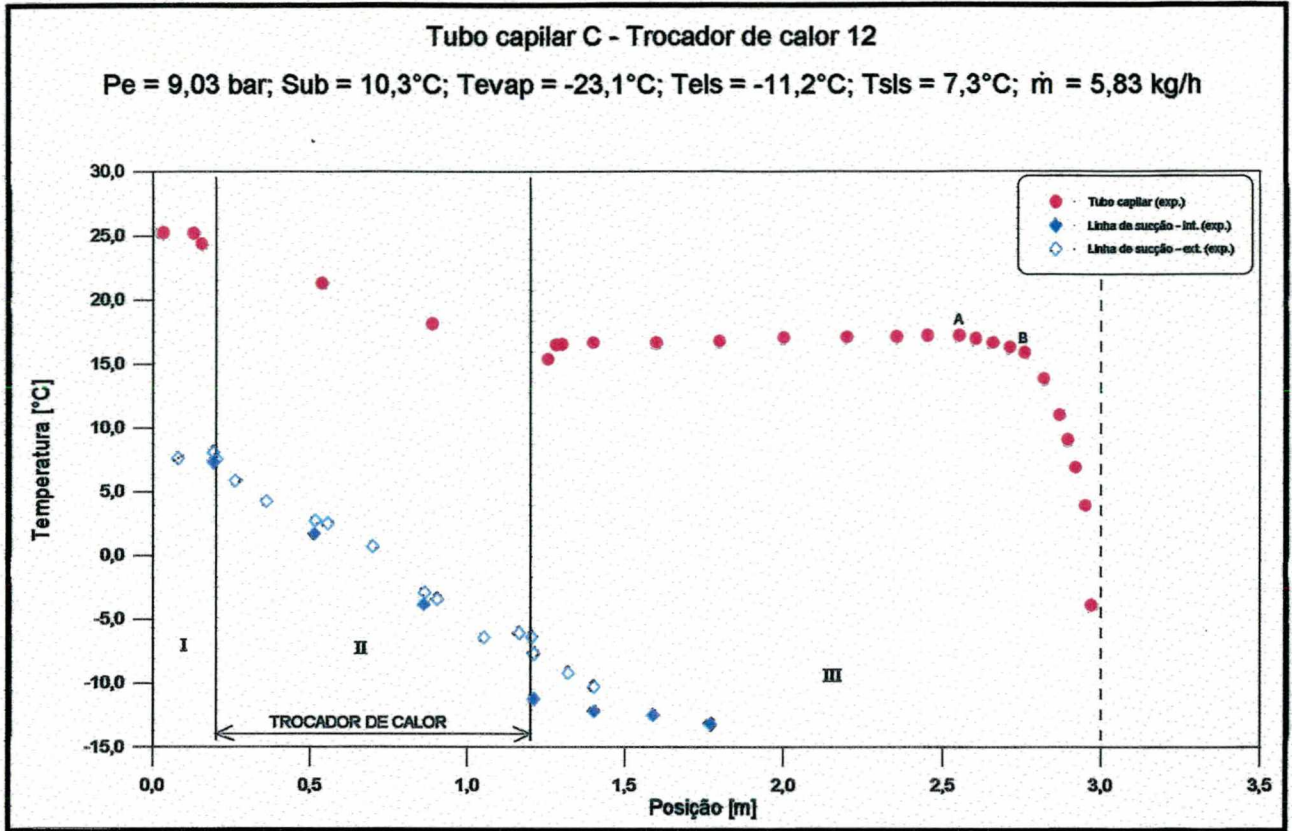


FIGURA 5.3 - Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção

Testes com vapor saturado ao longo de toda a linha de sucção foram também realizados para todas as geometrias analisadas. A figura 5.4 mostra um destes testes, onde pode-se observar que a temperatura do fluido refrigerante se mantém constante ao longo de toda a linha de sucção.

A queda de temperatura entre o final da região I e o ponto A, deve-se principalmente a transferência de calor com a linha de sucção. Entre os pontos A e B, entretanto, a queda de temperatura está também associada a vaporização do fluido refrigerante. Nesta região ocorre ainda a recondensação total do fluido refrigerante, de forma que do ponto B até a extremidade do tubo capilar o escoamento é só de líquido, com comportamento similar ao da região I.

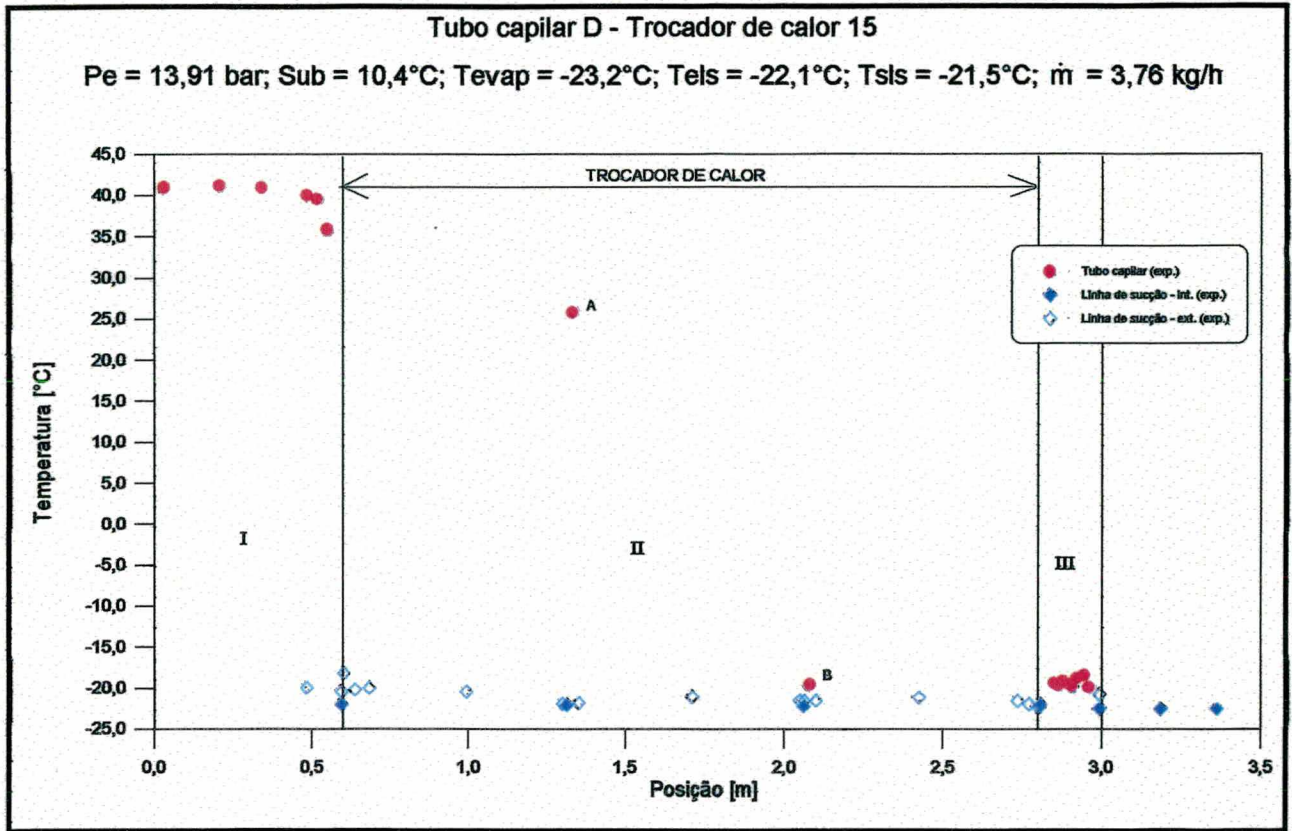


FIGURA 5.4 - Perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção.

5.3 - Análise comparativa

Neste item será explorado o efeito das variáveis operacionais sobre os perfis de temperatura e sobre o fluxo de massa. As figuras 5.5a e 5.5b mostram os perfis de temperatura para o capilar C - trocador de calor 12 e capilar B - trocador de calor 10, sujeitos a duas pressões de entrada, 9 e 14 bar.

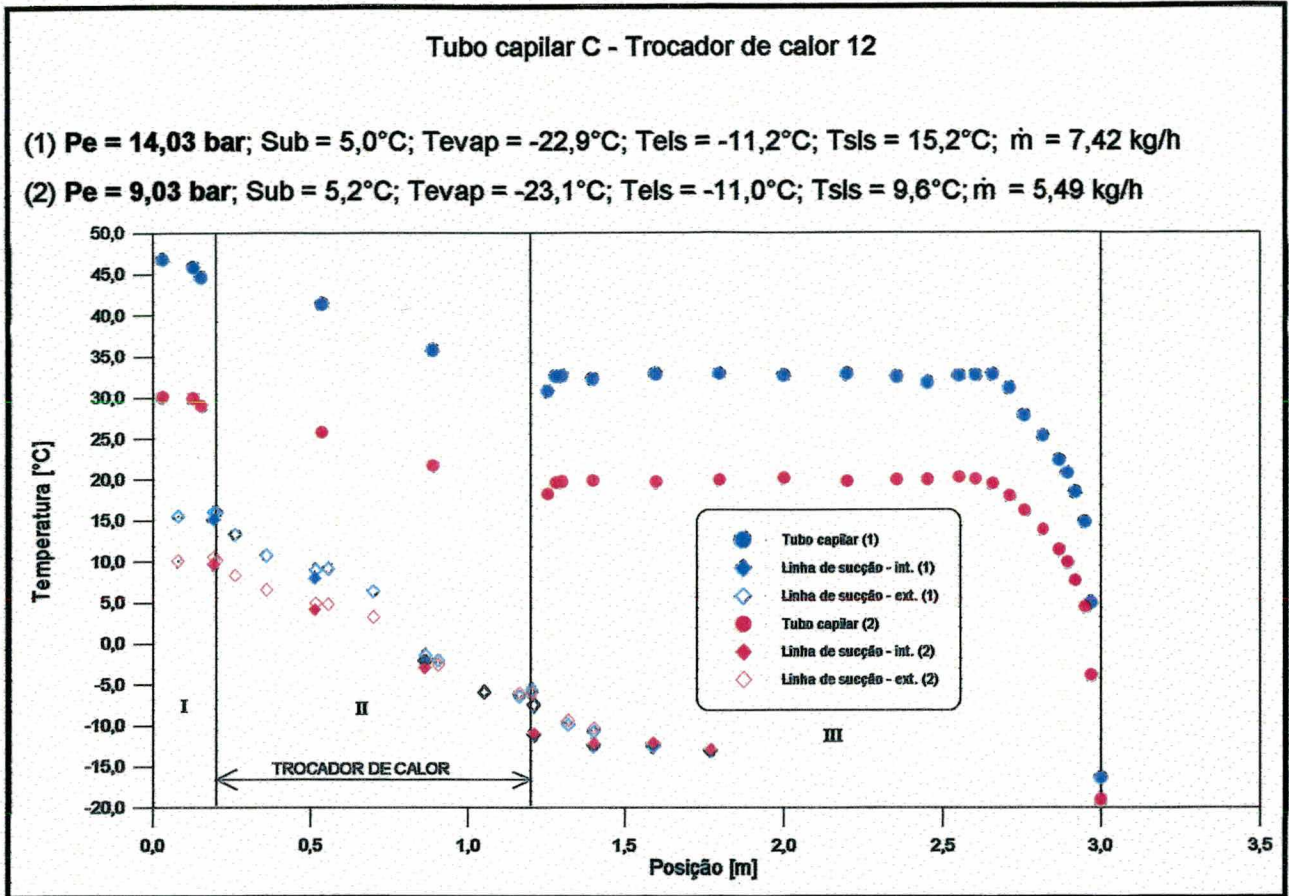


Figura 5.5a - Efeito da pressão na entrada do tubo capilar.

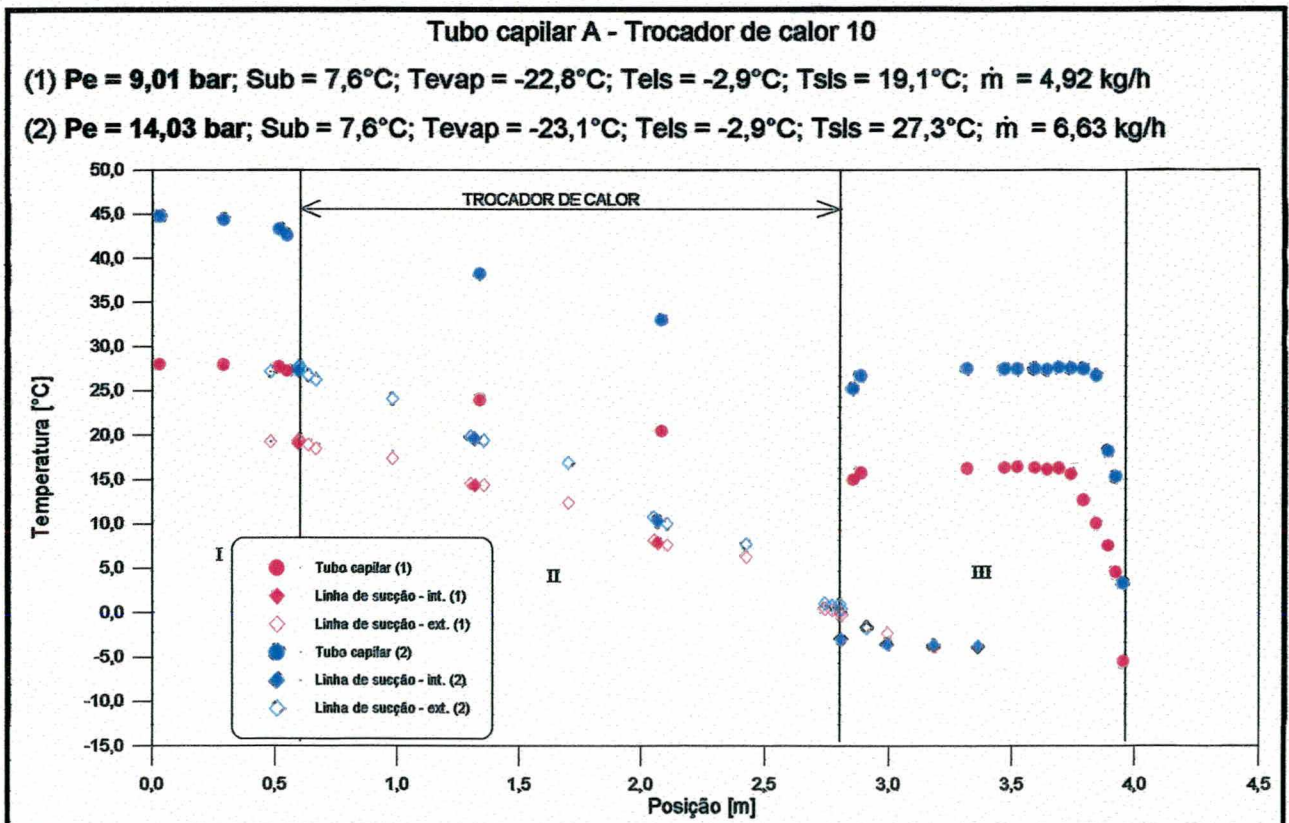


Figura 5.5b - Efeito da pressão na entrada do tubo capilar.

As figuras anteriores mostram que a pressão na entrada do tubo capilar não afeta significativamente a forma dos perfis de temperatura. Obviamente ocorre um deslocamento do perfil de temperatura ao longo do capilar, como consequência da variação de pressão. Observa-se também, em ambas as figuras, que o ponto de início de vaporização sofre um pequeno deslocamento para a direita, quando a pressão é elevada de 9 para 14 bar.

O efeito da pressão também se manifesta sobre a temperatura de saída do refrigerante da linha de sucção e sobre o fluxo de massa. Nas condições da figura 5.5a a temperatura de saída da linha de sucção variou 5,5°C, passando de 9,7°C para 15,2°C, quando a pressão varia de 9 para 14 bar. O fluxo de massa aumentou 1,93 kg/h, quando sujeito ao mesmo incremento de pressão.

Nas condições da figura 5.5b, a variação da temperatura na saída da linha de sucção foi de 8,2°C, passando de 19,1°C para 27,3°C, e o fluxo de massa sofreu um acréscimo de 1,71 kg/h.

O efeito do grau de subresfriamento foi investigado utilizando-se dados obtidos com o tubo capilar C - trocador de calor 12 e tubo capilar A - trocador de calor 10, os quais encontram-se respectivamente ilustrados nas figuras 5.6a e 5.6b.

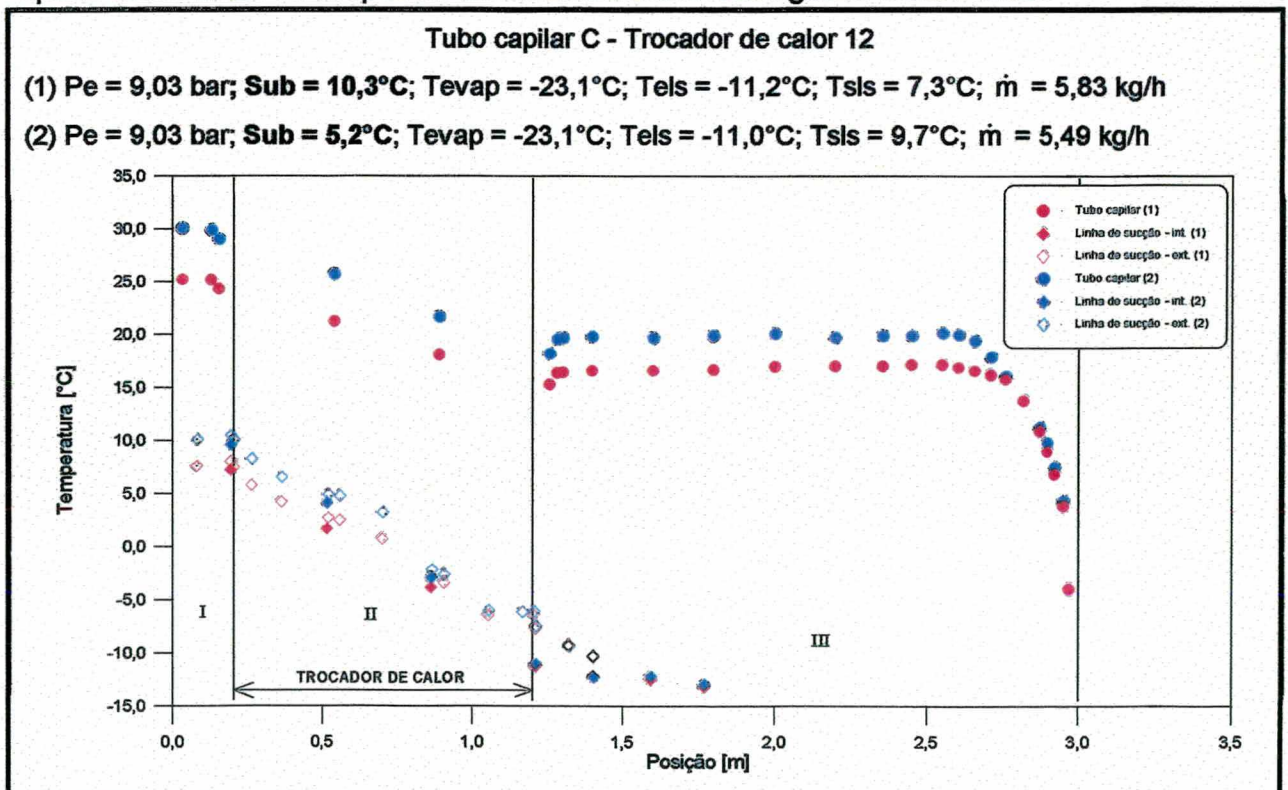


Figura 5.6a - Efeito do grau de subresfriamento.

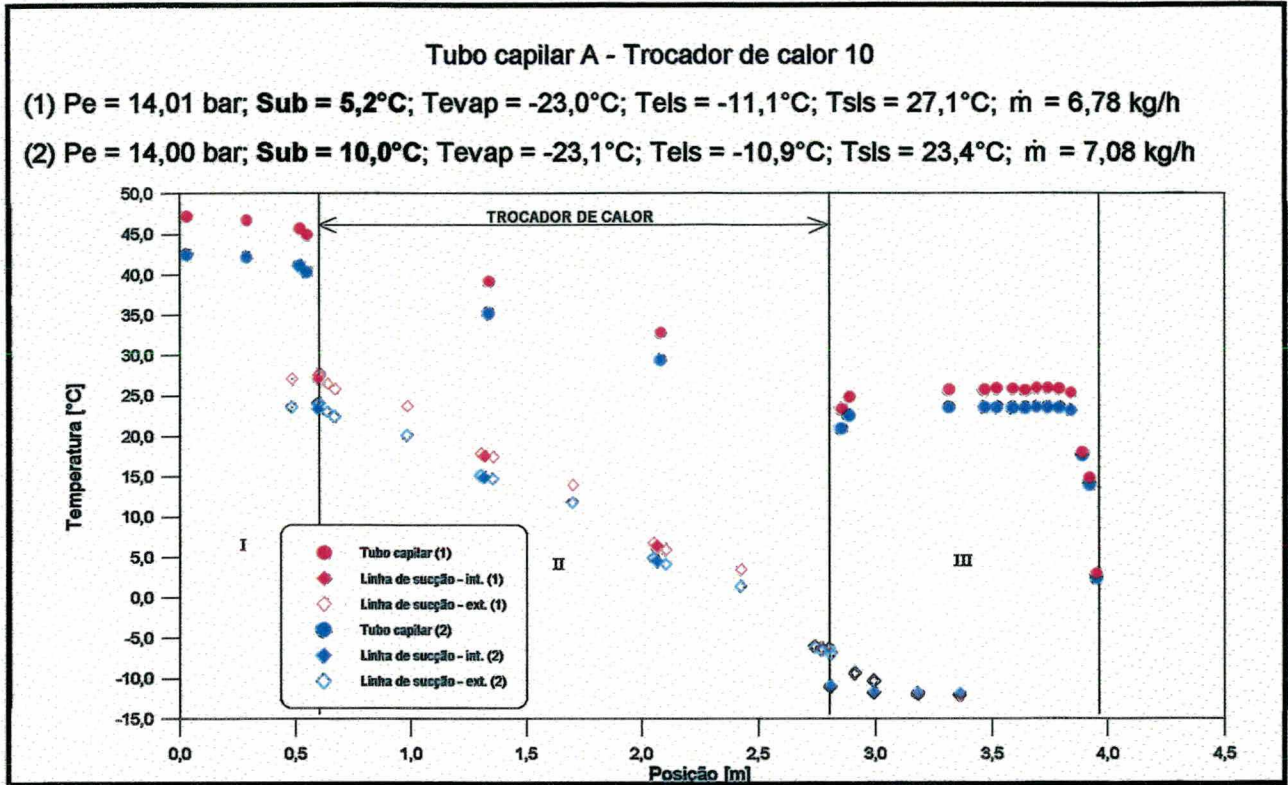


Figura 5.6b - Efeito do grau de subresfriamento.

A análise das figuras 5.6a e 5.6b permite concluir que o grau de subresfriamento praticamente não altera o forma dos perfis de temperatura. Neste caso, fica inclusive difícil de identificar variações quanto a posição do ponto de início de vaporização. Nas condições da figura 5.6 a observou-se um decréscimo de 2,4°C na temperatura de saída da linha de sucção e um acréscimo de 0,34 kg/h no fluxo de massa, quando o grau de subresfriamento foi variado de 5,2°C para 10,3°C. Nas condições da figura 5.6b estas variações foram de 3,7°C e 0,30 kg/h.

A variável operacional que apresentou a menor influência sobre os perfis de temperatura e fluxo de massa foi a temperatura na entrada da linha de sucção. As figuras 5.7a e 5.7b mostram tal situação respectivamente para o capilar B - trocador de calor 03 e capilar A - trocador de calor 10.

As figuras 5.7a e 5.7b mostram que o fluxo de massa praticamente não é afetado pela temperatura na entrada da linha de sucção. Estas figuras mostram também que o efeito da temperatura na entrada da linha de sucção sobre os perfis de temperatura apresenta um dependência da geometria e das condições de operação. Na situação da figura 5.7a um acréscimo na temperatura de entrada ocasionou um

decréscimo na temperatura de saída da linha de sucção. Ao mesmo tempo pode-se perceber que o ponto de início de vaporização moveu-se levemente para a direita quando a temperatura na entrada da linha de sucção foi aumentada. Nas condições da figura 5.7b, com o aumento da temperatura na entrada, observou-se um acréscimo na temperatura de saída da linha de sucção e uma leve movimentação para a esquerda do ponto de início de vaporização.

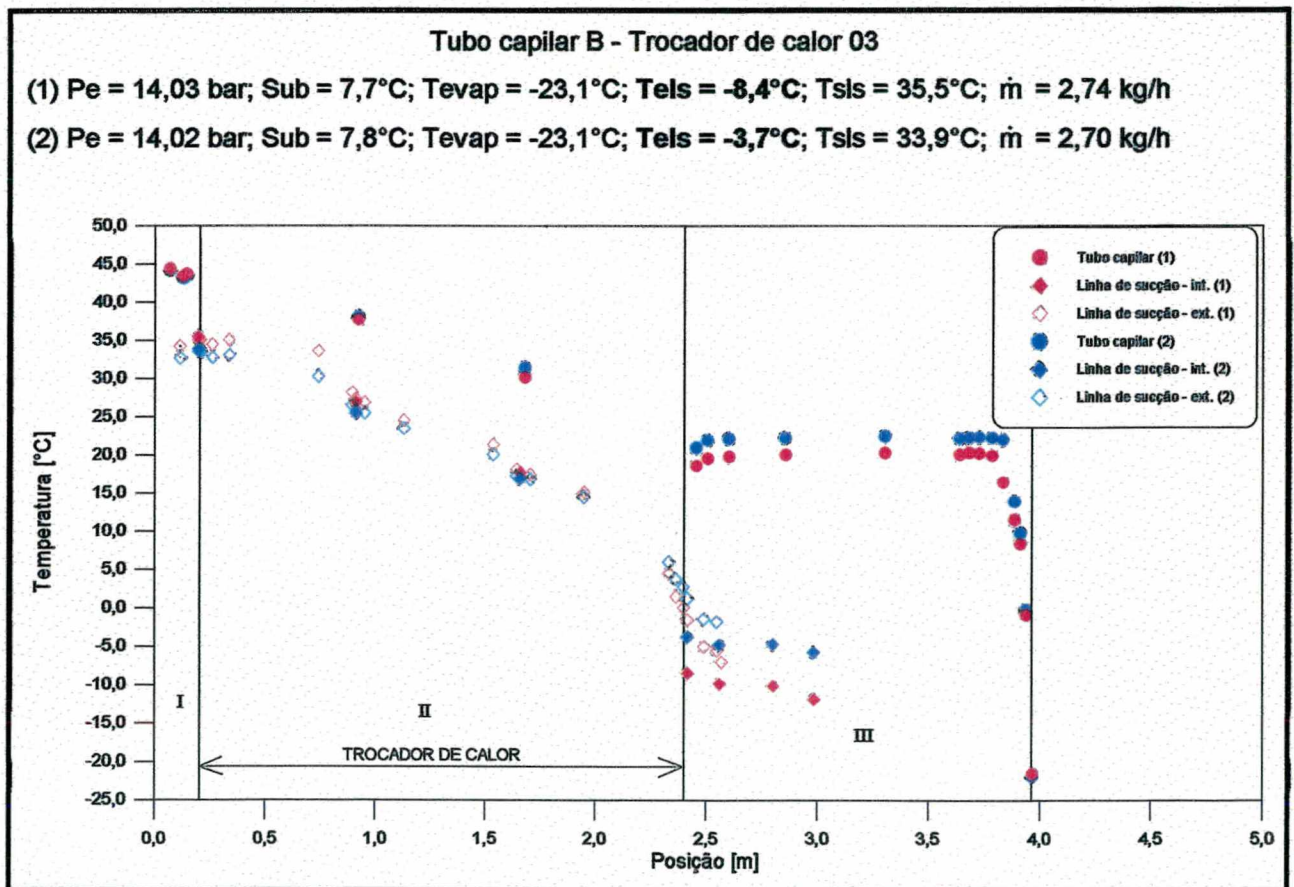


Figura 5.7a - Efeito da temperatura na entrada da linha de sucção.

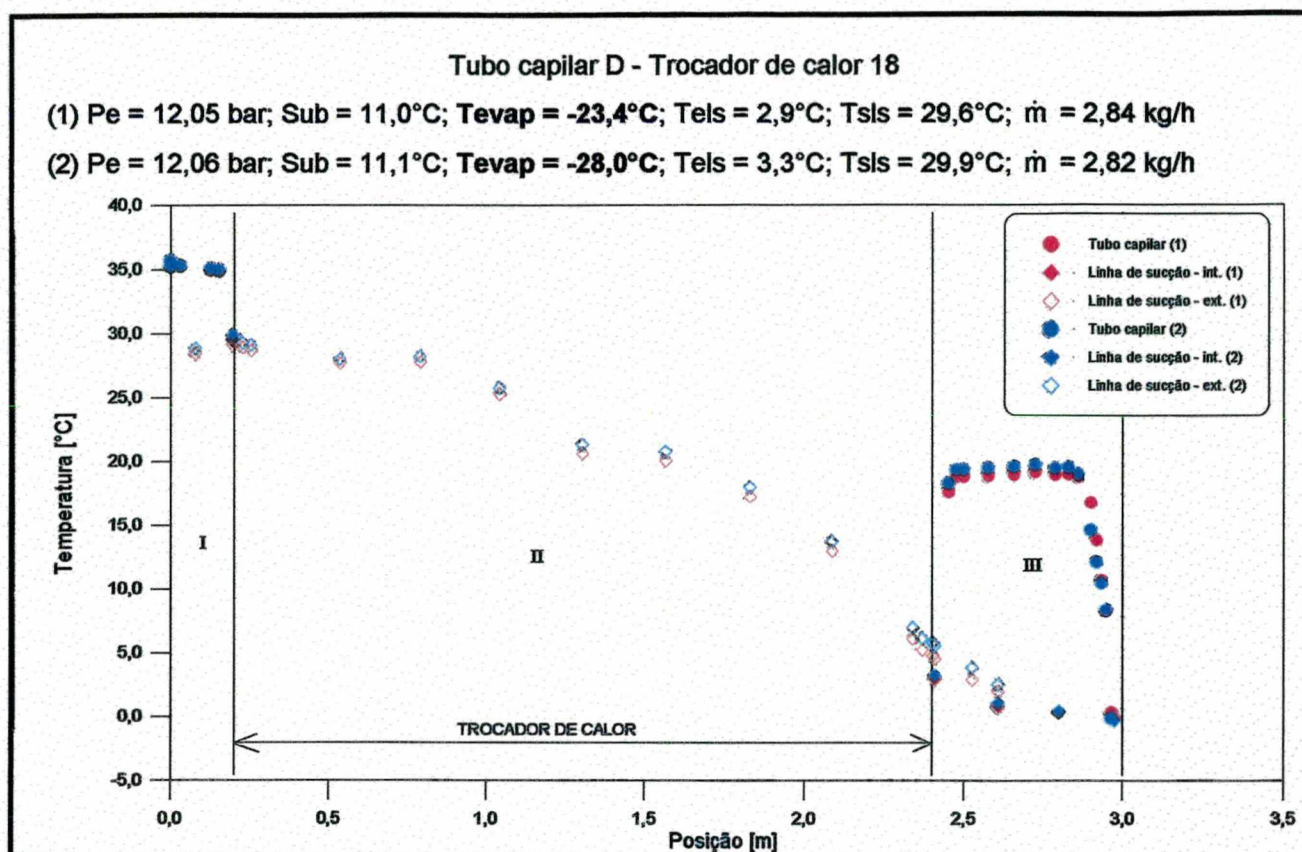


Figura 5.8 - Efeito da temperatura de evaporação.

As figuras 5.9a e 5.9b mostram o efeito da variação do diâmetro interno do tubo capilar para condições geométricas e operacionais diferentes. Em ambas as situações os perfis de temperatura não foram significativamente alterados, o mesmo não ocorrendo com o fluxo de massa. Nas condições da figura 5.9 a, o fluxo de massa aumenta 3,6 kg/h (de 2,48 para 6,08 kg/h) quando o diâmetro interno do tubo capilar varia de 0,61 para 0,83 mm. A mesma variação de diâmetro interno leva a um aumento de 4,66 kg/h (de 3,26 para 7,92 kg/h) no fluxo de massa, para as condições da figura 5.9b.

Deve-se ainda observar, em ambas as figuras, que um maior fluxo de massa leva a uma menor elevação da temperatura do fluido refrigerante, tanto na entrada como ao longo da linha de sucção.

Mendonça (1996) analisando trocadores de calor laterais também observou variações no fluxo de massa sob o efeito da variação do diâmetro interno do capilar, da mesma ordem de magnitude reportada neste trabalho.

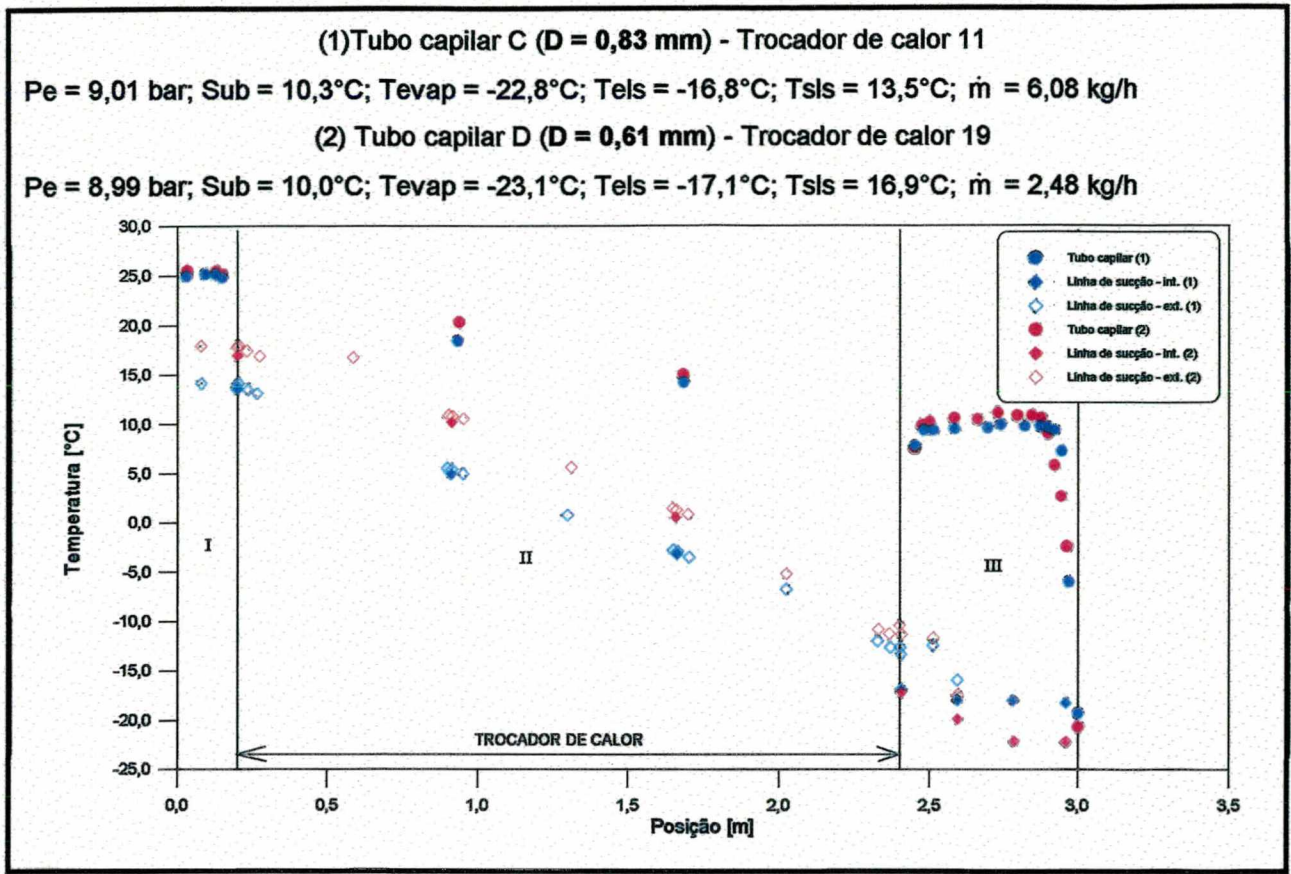


Figura 5.9a - Efeito do diâmetro interno do tubo capilar.

Desta forma, pode-se concluir que, independentemente do trocador de calor empregado, o diâmetro interno do capilar é a variável independente com efeito mais marcante sobre o fluxo de massa.

O efeito da variação do comprimento do tubo capilar é ilustrado na figura 5.10, através dos dados experimentais obtidos com tubo capilar B – trocador de calor 03 e tubo capilar D – trocador de calor 19.

Em ambos os casos, a vaporização do refrigerante ocorre próximo da extremidade do capilar mas, como esperado, o capilar de menor comprimento (3,0 m) apresenta o maior fluxo de massa. Neste caso particular, a diminuição de 1,0 metro no comprimento do tubo capilar levou a um aumento de 0,35 kg/h (de 1,91 para 2,26 kg/h) no fluxo de massa.

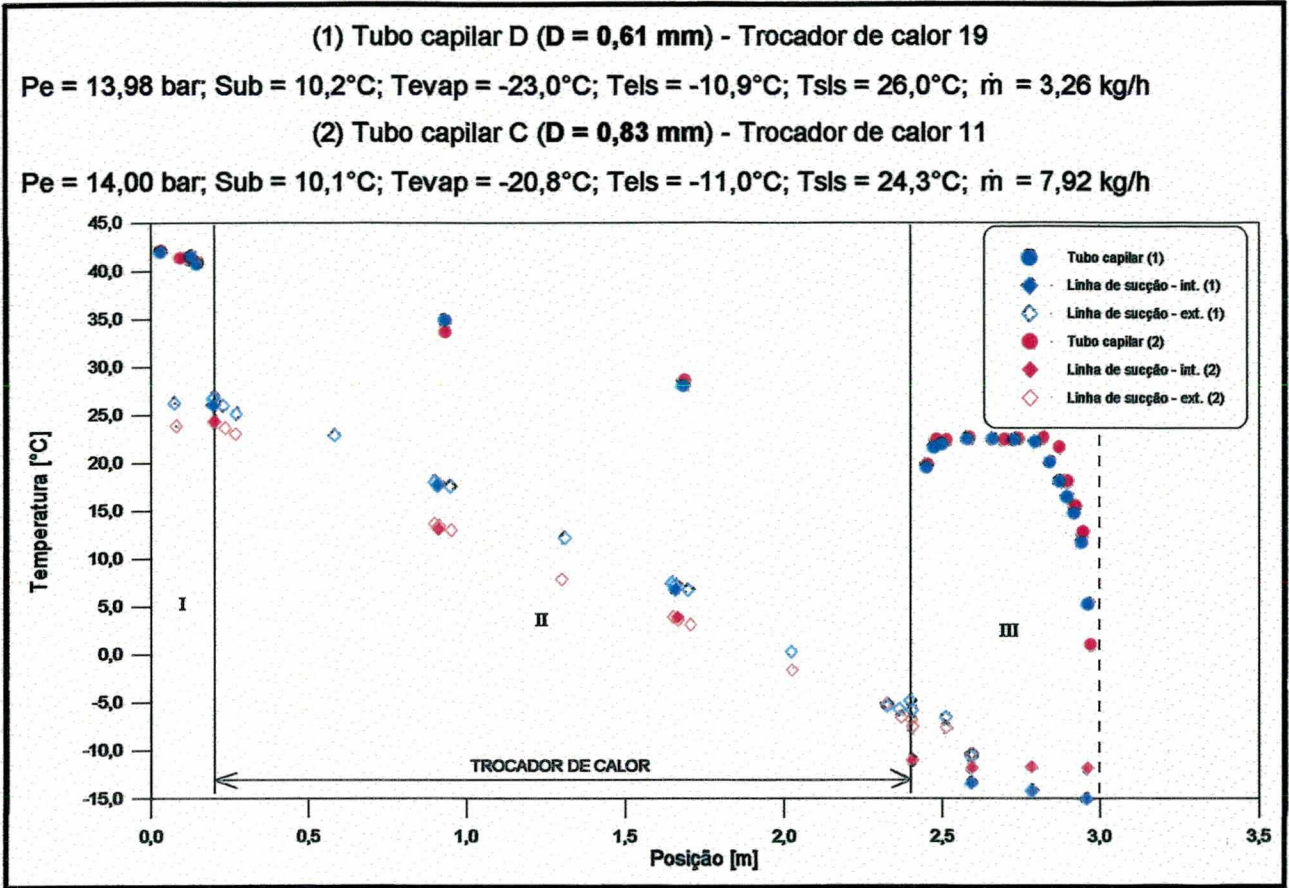


Figura 5.9b - Efeito do diâmetro interno do tubo capilar.

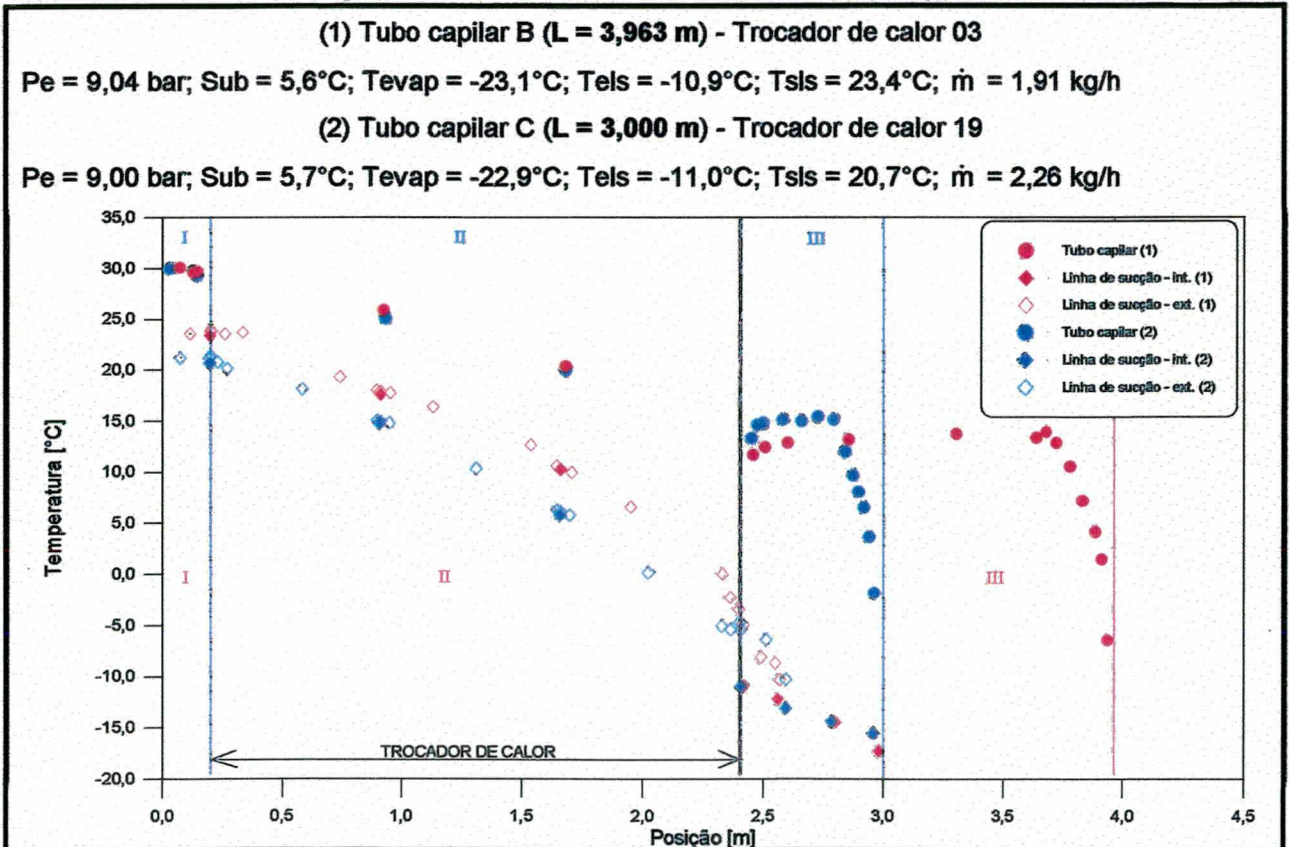


Figura 5.10 - Efeito do comprimento do tubo capilar.

As figuras 5.11a e 5.11b ilustram a influência do comprimento do trocador de calor para duas condições operacionais diferentes. Pode-se verificar que em ambas as condições a variação no fluxo de massa não foi considerável, quando o comprimento do trocador de calor foi aumentado de 1,0 para 2,2 m. Fica porém evidente que com 1,0 m de trocador a vaporização do fluido refrigerante ocorreu perto da extremidade do tubo e com 2,2 m esta ocorreu ao longo da região de contato com o trocador.

O efeito mais marcante do comprimento do trocador de calor manifestou-se sobre a temperatura na saída da linha de sucção. Nas condições da figura 5.11a, o aumento do comprimento do trocador de calor originou uma elevação de 7,8°C (de 23,1 para 30,9°C). Nas condições da figura 5.11b esta elevação foi de 8,3°C.

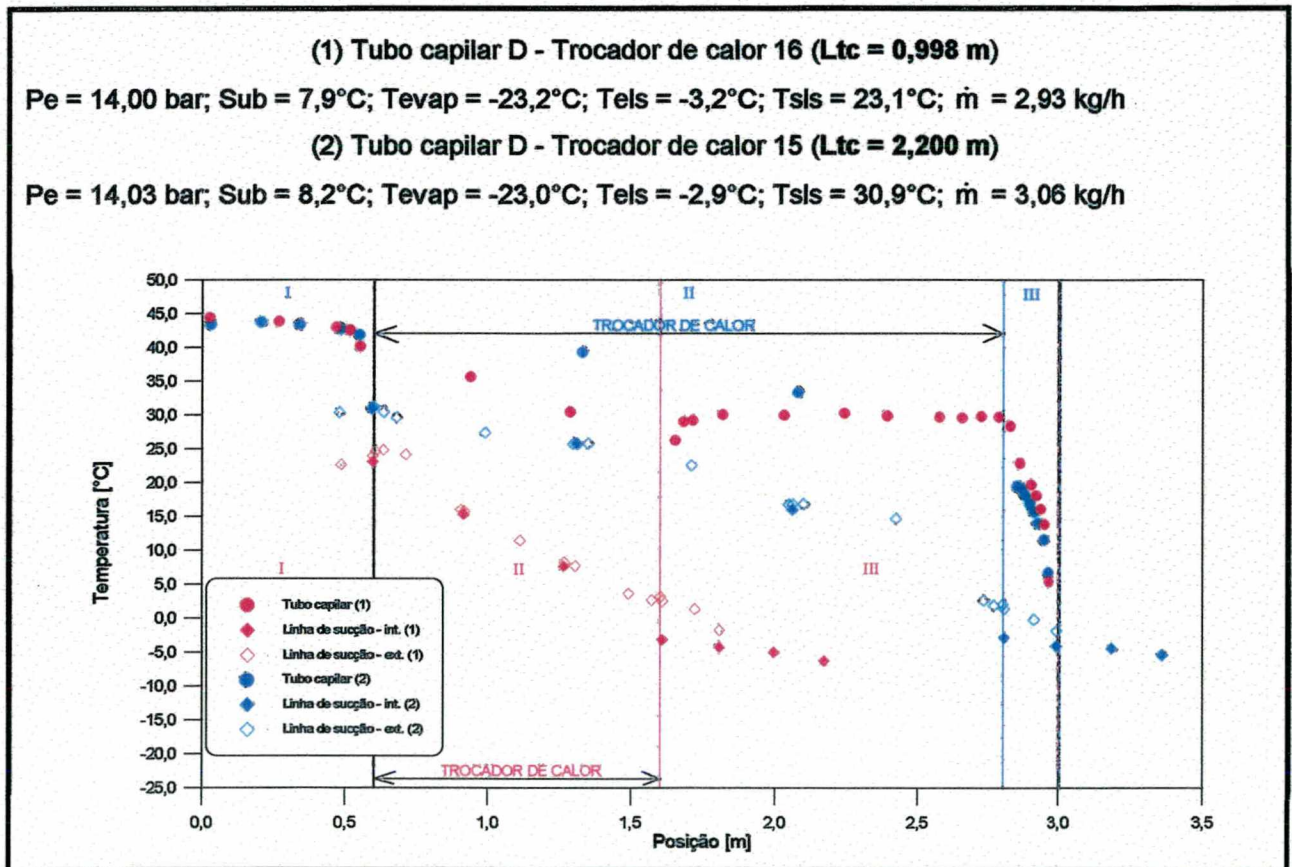


Figura 5.11a- Efeito do comprimento do trocador de calor.

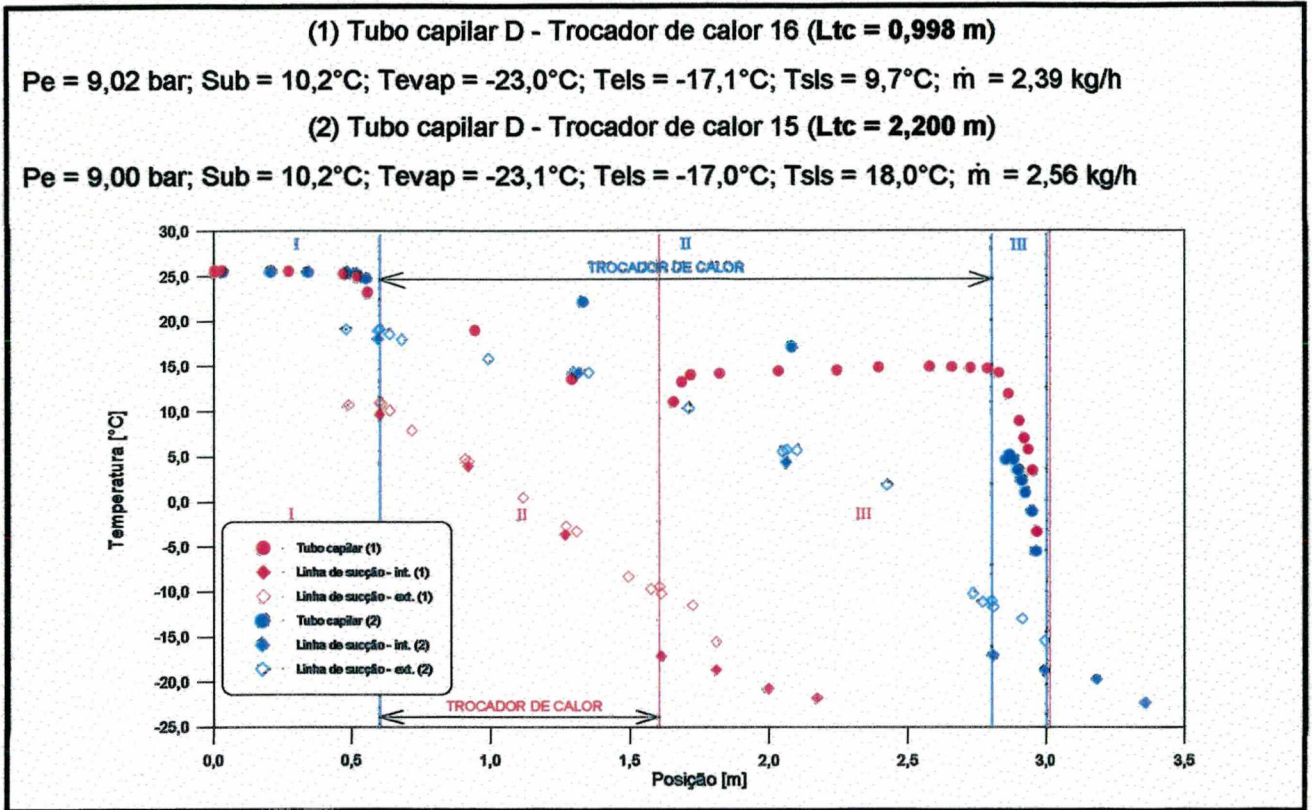


Figura 5.11b - Efeito do comprimento do trocador de calor.

As figuras 5.12a e 5.12b exploram o efeito do posicionamento do trocador de calor. Embora, em ambas as situações as variações no fluxo de massa e na temperatura de saída da linha de sucção não sejam consideráveis, o posicionamento do trocador de calor altera profundamente o escoamento através do tubo capilar. Quando o trocador é posicionado mais próximo do início do tubo capilar a vaporização do refrigerante ocorre próximo da extremidade do tubo. Um afastamento de 40 cm desta posição faz com que a vaporização se inicie no região do trocador de calor.

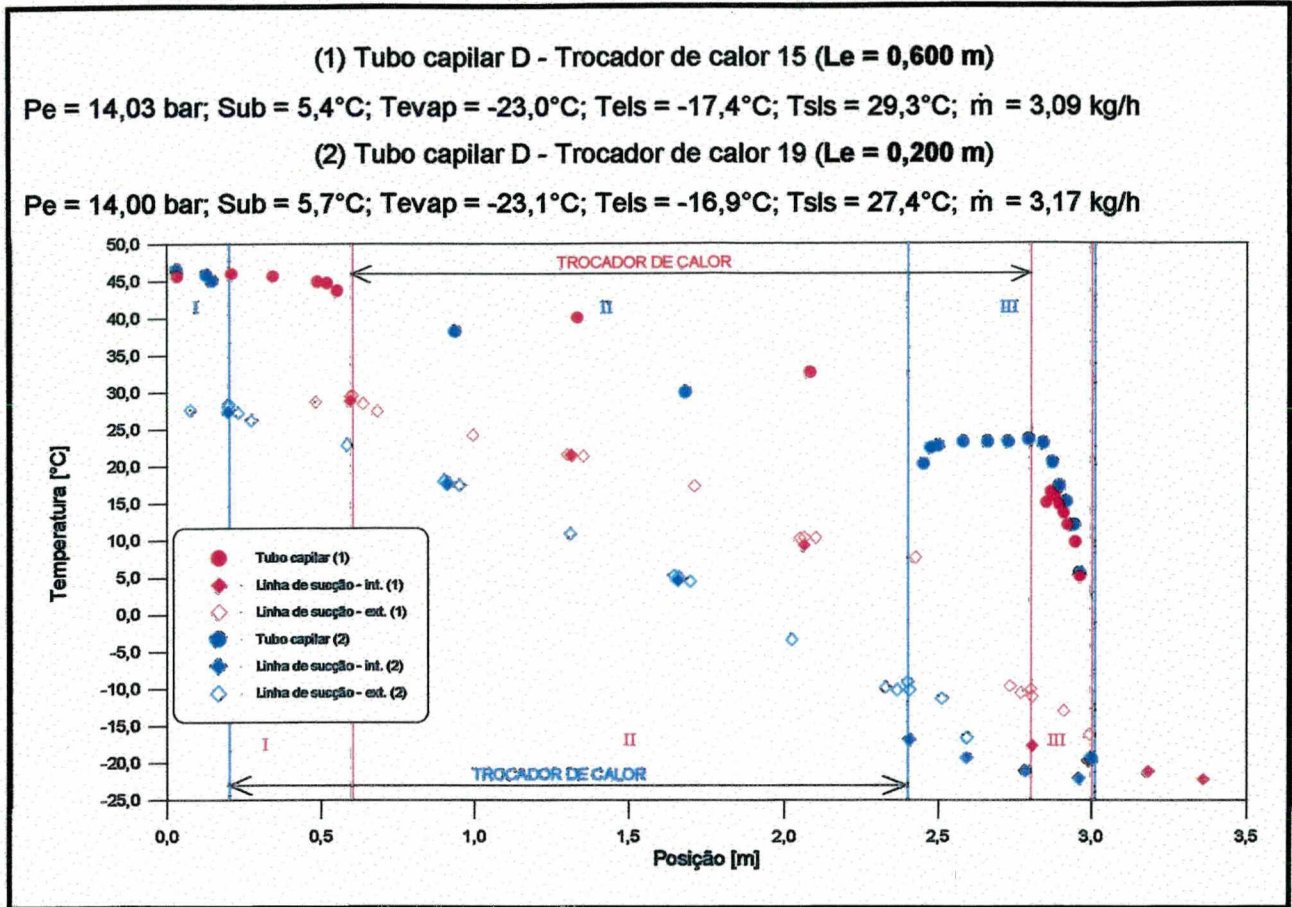


Figura 5.12a - Efeito do comprimento de entrada adiabático.

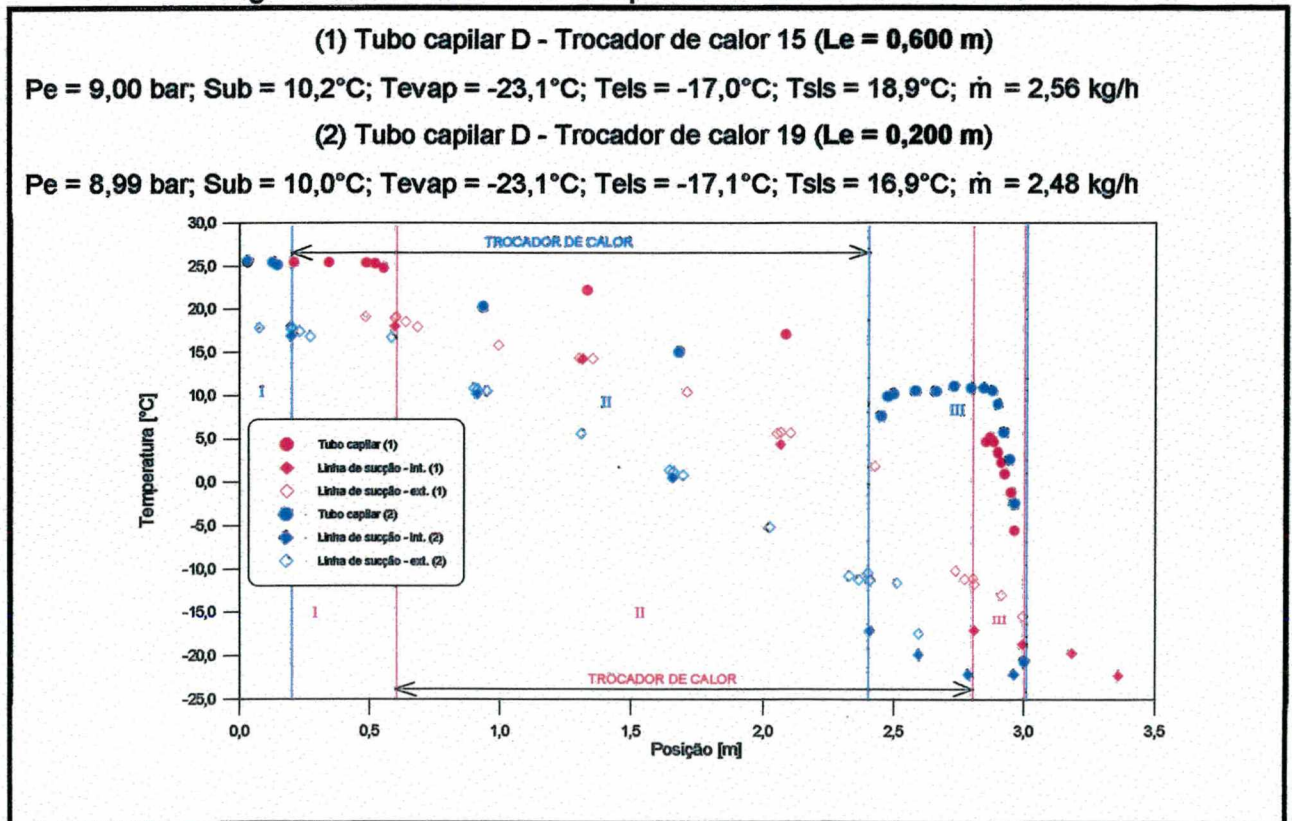


Figura 5.12b - Efeito do comprimento de entrada adiabático.

As figuras 5.13a e 5.13b mostram o efeito do diâmetro interno da linha de sucção sobre o escoamento em questão, para duas condições operacionais diferentes. Devido a dificuldade de manuseio das caixas de medição quando o diâmetro era de 6,30 mm, resolveu-se não utilizá-las nestas condições. Isto explica a ausência das medições da temperatura do fluido na região do trocador de calor, para a situação em que a linha de sucção possui um diâmetro de 6,30 mm.

Em ambas as situações, observou-se um pequeno aumento do fluxo de massa quando o diâmetro interno da linha de sucção foi variado de 7,86 para 6,30 mm. Para a mesma variação de diâmetro, observou-se que nas condições das figuras 6.13a e 6.13b, a temperatura de saída da linha de sucção apresentava respectivamente uma elevação de 4,2°C e 6,2°C.

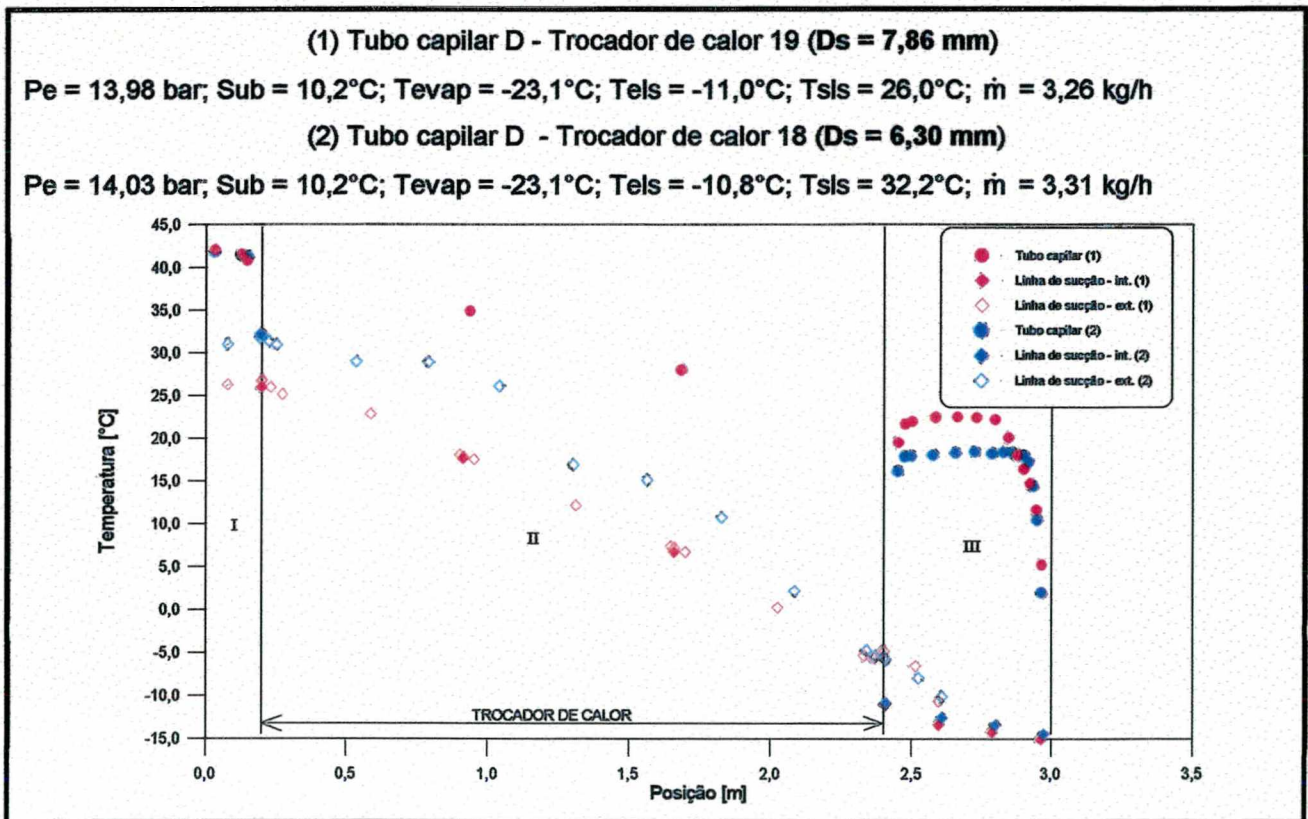


Figura 5.13a - Efeito do diâmetro interno da linha de sucção.

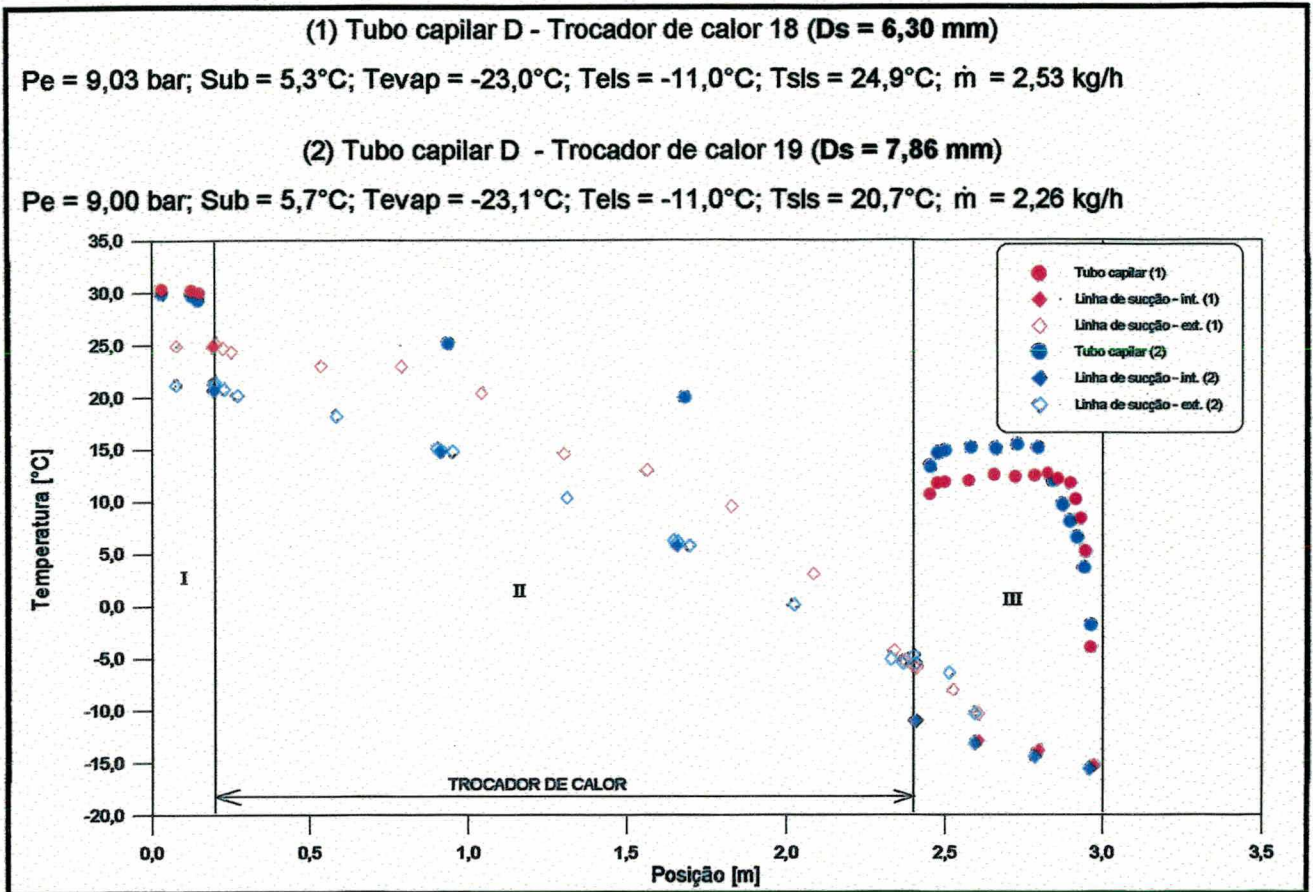


Figura 5.13b - Efeito do diâmetro interno da linha de sucção.

Tanto a variação no fluxo de massa como na temperatura de saída da linha de sucção estão associadas com a maior transferência de calor que ocorre na tubulação de 6,30 mm. O fluxo de massa de refrigerante por unidade de área através da tubulação de 6,30 mm é cerca de 74% superior ao encontrado na tubulação de 7,86 mm. Isto leva a uma maior coeficiente de transferência de calor por convecção entre a superfície externa do capilar e o fluido refrigerante na linha de sucção, o que explica os perfis apresentados nas figuras 5.13a e 5.13b.

5.4 – Análise experimental da influência do trocador de calor concêntrico sobre o escoamento em tubos capilares

O escoamento ao longo de tubos capilares adiabáticos difere do escoamento através de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção. Esta diferença será

explorada experimentalmente para trocadores de calor concêntricos. Nesta comparação foram utilizados dados do tubo capilar B, na condição adiabática, e do tubo capilar B - trocador de calor 20.

A maior influência do trocador de calor concêntrico consiste no deslocamento do ponto de início de vaporização. Com a utilização do trocador de calor, o ponto de início de vaporização desloca-se para a direita o que origina um maior fluxo de massa. Nas condições da figura 5.14, este aumento foi de 0,90 kg/h (de 4,36 para 5,26 kg/h).

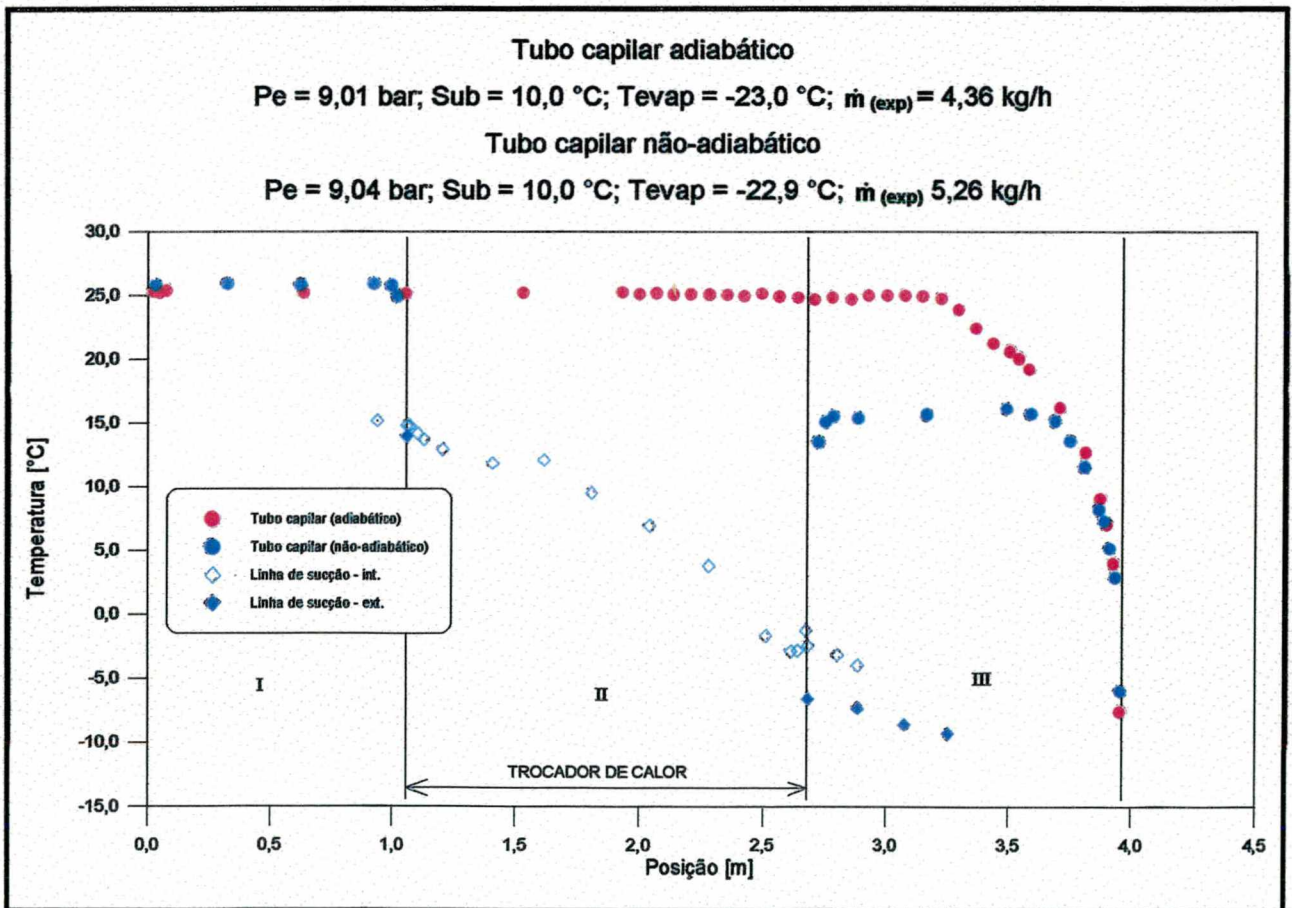


Figura 5.14 – Influência do trocador concêntrico sobre o escoamento em tubos capilares.

A tabela 5.2 apresenta outras comparações entre tubos capilares adiabáticos e não-adiabáticos, para diferentes condições operacionais e geométricas.

Os resultados mostram, como esperado, que a utilização de trocadores de calor provoca um aumento significativo no fluxo de massa, em relação a situação adiabática.

Tabela 5.2 – Comparação tubo capilar adiabático – não-adiabático

Tubo Capilar	P_e [bar]	S_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta\dot{m}$ [%]
Capilar A	14,00	5,0	-23,6	-	5,01	28,94
	14,00	5,0	-22,9	-17,0	6,46	
Capilar A – TC07	9,00	5,0	-22,8	-	4,02	24,37
	9,00	5,2	-23,1	-17,2	5,00	
Capilar A – TC07	9,01	10,0	-23,0	-	4,36	19,03
	9,01	10,0	-23,0	-16,9	5,19	
Capilar A – TC07	14,01	10,0	-23,5	-	5,66	17,84
	14,04	10,0	-22,4	-17,3	6,67	
Capilar A	14,00	5,0	-23,6	-	5,01	46,71
	14,00	5,2	-20,9	-17,0	7,35	
Capilar A – TC08	9,00	5,0	-22,8	-	4,02	32,83
	9,02	4,8	-22,9	-17,2	5,34	
Capilar A – TC08	9,01	10,0	-23,0	-	4,36	28,67
	9,00	10,1	-23,0	-17,3	5,61	
Capilar A – TC08	14,01	10,0	-23,5	-	5,66	27,56
	14,00	9,7	-21,8	-15,7	7,22	
Capilar A	14,00	5,0	-23,6	-	5,01	23,35
	14,01	5,2	-23,2	-11,0	6,18	
Capilar A – TC09	9,00	5,0	-22,8	-	4,02	13,68
	9,01	5,1	-23,0	-11,2	4,57	
Capilar A – TC09	9,01	10,0	-23,0	-	4,36	16,74
	9,02	10,0	-23,0	-17,1	5,09	
Capilar A – TC09	14,01	10,0	-23,5	-	5,66	13,07
	14,02	10,1	-22,9	-11,2	6,40	
Capilar A	14,00	5,0	-23,6	-	5,01	57,28
	14,01	5,2	-23,0	-11,1	7,88	
Capilar A – TC10	9,01	10,0	-23,0	-	4,36	19,95
	9,01	10,2	-22,9	-17,2	5,23	
Capilar A – TC10	9,00	5,0	-22,8	-	4,02	23,88
	9,03	5,0	-22,8	-11,1	4,98	
Capilar A – TC10	14,01	10,0	-23,5	-	5,66	22,26
	13,95	9,7	-23,1	-17,1	6,92	
Capilar A	14,00	5,0	-23,6	-	5,01	36,32
	14,03	5,2	-22,9	-11,0	6,83	
Capilar A – TC20	9,00	5,0	-22,8	-	4,02	25,12
	9,05	5,2	-23,2	-5,8	5,03	
Capilar A – TC20	14,01	10,0	-23,5	-	5,66	24,38
	14,03	10,2	-22,7	-11,0	7,04	

5.5 - Análise experimental do tipo de trocador de calor

A influência do tipo de trocador de calor, tanto sobre o fluxo de massa quanto sobre a temperatura na saída da linha de sucção, foi analisada numericamente por Mezavila (1995). Mezavila (1995) mostrou que ocorre uma maior transferência de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção quando o trocador é do tipo lateral. Esta maior transferência de calor foi associada a existência de uma menor resistência térmica entre o fluido no tubo capilar e o fluido na linha de sucção para a configuração lateral. Isto deve-se ao fato de Mezavila (1995) ter admitido como iguais as temperaturas das paredes do tubo capilar e da linha de sucção, na modelação de trocadores laterais.

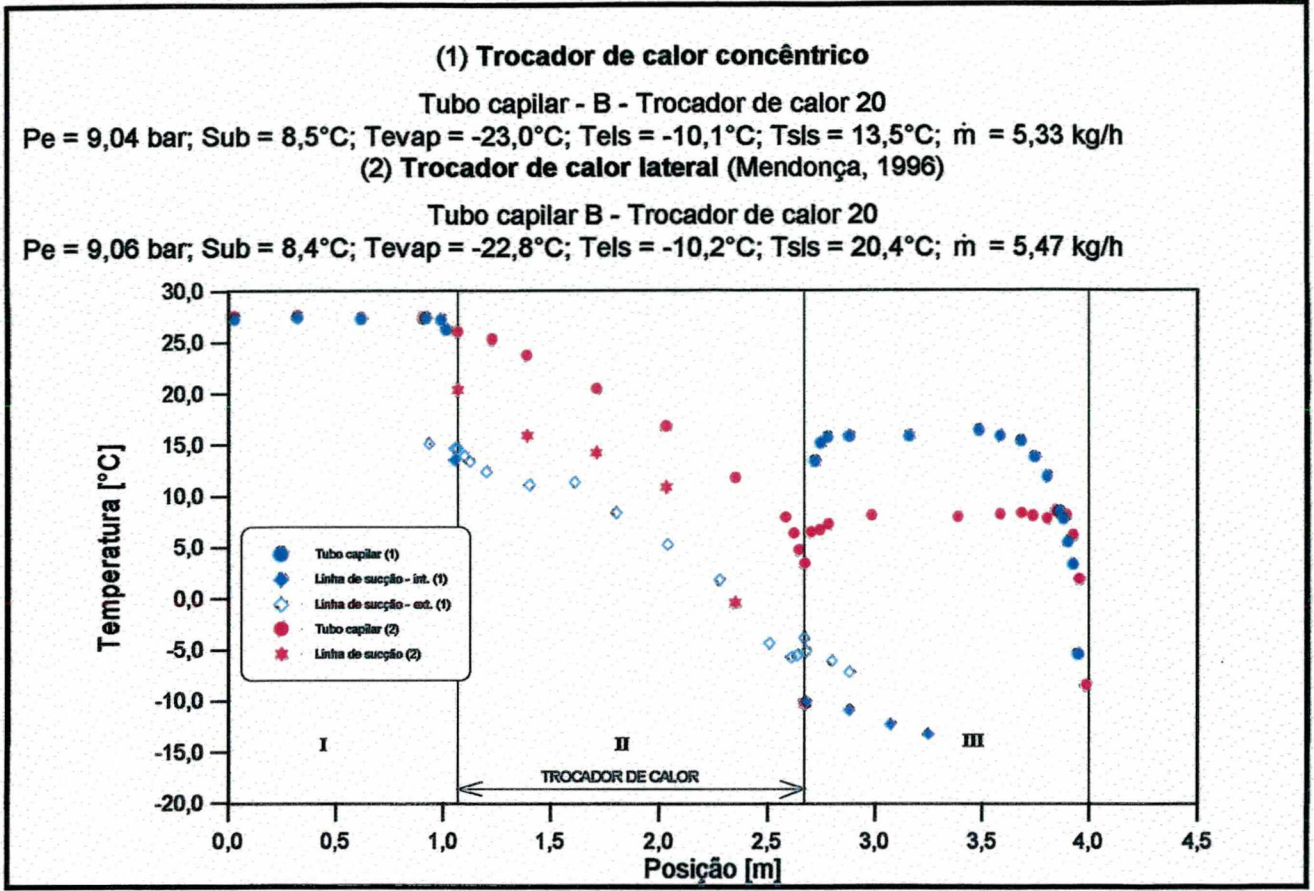
Com o objetivo de verificar experimentalmente tal comparação, testes experimentais semelhantes aos apresentados por Mendonça (1996) foram também realizados. Os mesmos tubos capilares utilizados por Mendonça (1996) foram empregados neste trabalho. Entretanto, quando da montagem do capilar de 4,0 m ensaiado por Mendonça (1996), ocorreu a quebra de um pequeno pedaço da sua extremidade, resultando então num comprimento de 3,963 m. Com o auxílio do programa CAPHEAT (Mezavila, 1995), verificou-se que esta pequena variação de comprimento tem um efeito muito pequeno sobre o fluxo de massa e sobre a temperatura na saída da linha de sucção (ver tabela 5.3).

Tabela 5.3 - Influência da redução do comprimento do tubo capilar.

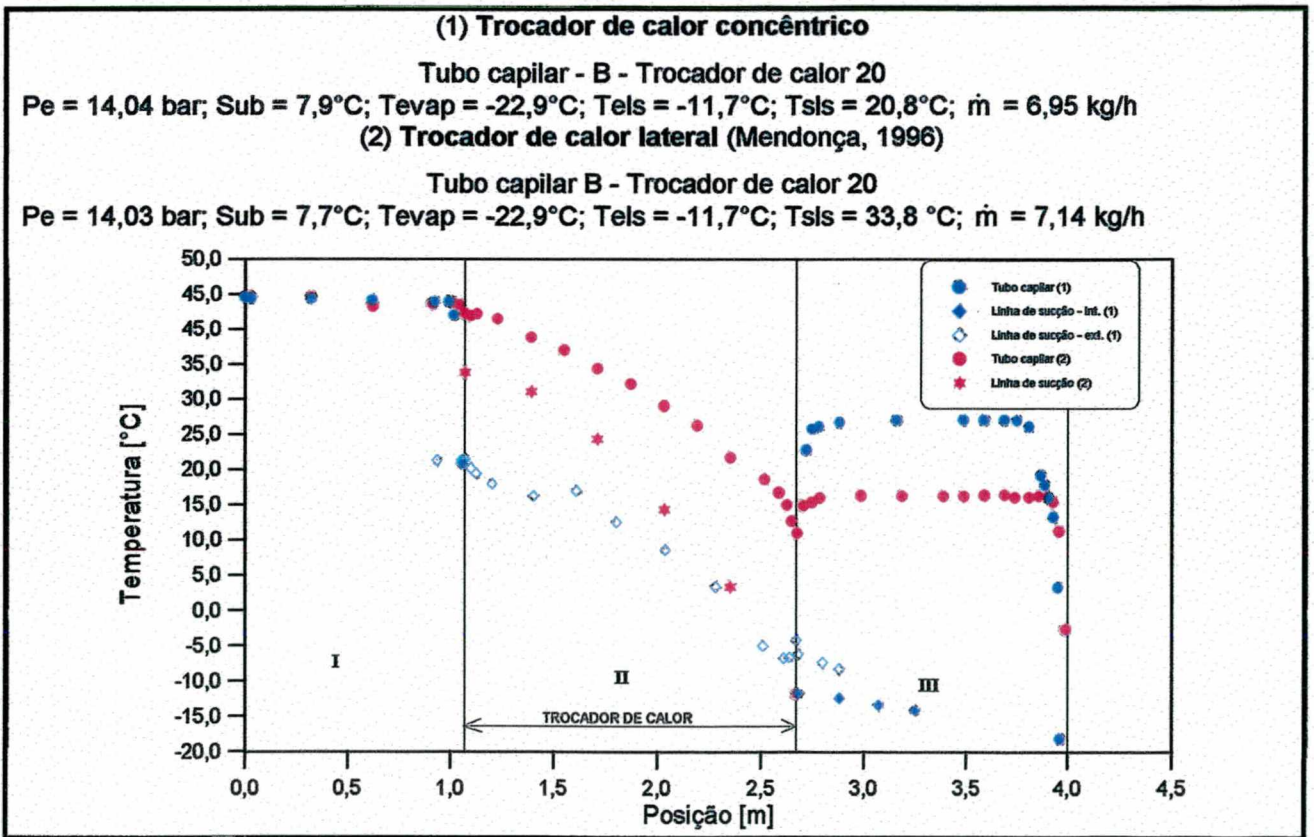
comprimento [m]	4,000	3,963
fluxo de massa [kg/h]	5,107	5,126
temp. saída trocador de calor [°C]	11,5	11,5

Desta forma, conclui-se que os resultados do presente trabalho são passíveis de comparação com o trabalho de Mendonça (1996).

As figuras 5.15a e 5.15b ilustram o efeito do tipo de trocador de calor sobre o escoamento em questão. Verifica-se que ocorre uma maior transferência de calor na região de contato (região II) para a configuração lateral. Isto pode ser comprovado pelos maiores gradientes de temperatura tanto no capilar como na linha de sucção. Esta transferência de calor ocasiona uma maior temperatura na saída da linha de sucção, um deslocamento para a direita do ponto de início de vaporização e um maior fluxo de massa, comprovando assim os resultados obtidos por Mezavila (1995).



5.15a - Efeito do tipo de trocador de calor.



5.15b - Efeito do tipo de trocador de calor.

A efetividade do trocador de calor foi calculada desconsiderando-se a variação no fluxo de massa entre o dois tipos de trocador de calor. Para o cálculo da efetividade, foi utilizada a expressão apresentada por Stoecker (1989).

$$\varepsilon = \frac{t_{ls,o} - t_{ls,i}}{t_{c,i} - t_{ls,i}} \quad (5.1)$$

onde:

ε = efetividade do trocador de calor;

$t_{ls,o}$ = temperatura do fluido na saída da linha de sucção [°C];

$t_{ls,i}$ = temperatura do fluido na entrada da linha de sucção [°C];

$t_{c,i}$ = temperatura do fluido na entrada do tubo capilar [°C];

Com base nas situações apresentadas na figuras 5.15a e 5.15b, a efetividade do trocador de calor do tipo lateral foi respectivamente de $\varepsilon = 82,2\%$ e $80,2\%$ e a do trocador de calor concêntrico de $\varepsilon = 63,6\%$ e $57,3\%$. Estes valores comprovam experimentalmente os resultados obtidos por Mezavilla (1995).

A tabela 5.4 mostra outros pares de testes, com o mesmo intuito comparativo.

Tabela 5.4 - Efetividade trocadores de calor - Concêntrico-Lateral

Trocador de calor	Pe [bar]	Sub [°C]	Tevap [°C]	Tels [°C]	Tsis [°C]	m [kg/h]	Efetividade [%]
concêntrico	14,04	10,2	-22,7	-11,0	19,9	7,04	57,9
lateral	14,05	10,0	-22,7	-10,8	32,2	7,20	80,5
concêntrico	9,04	10,0	-22,9	-6,5	14,0	5,26	63,6
lateral	9,02	10,1	-22,9	-6,5	20,5	5,44	84,3
concêntrico	9,05	5,2	-23,2	-5,8	17,1	5,03	63,0
lateral	9,04	5,0	-23,2	-5,9	23,8	5,23	81,1

5.6 - Análise comparativa – Dados Experimentais x CAPHEAT

Na análise comparativa com o programa CAPHEAT, foram utilizados dezoito dos vinte trocadores de calor testados. Isto se deve ao fato de que nos dois primeiros trocadores de calor, a medição da temperatura na entrada da linha de sucção

apresentava erros (verificados através de balanços de energia), tais como os encontrados por Mendonça (1996). Desta forma, uma análise comparativa tornou-se pouco confiável, sendo estas geometrias utilizadas apenas como protótipos da secção de testes definitiva.

Durante a análise comparativa, alguns pontos experimentais não puderam também ser empregados, devido a divergência do programa CAPHEAT para algumas combinações de condições operacionais e geométricas. No Apêndice G são apresentadas as aproximações feitas por Mezavilla (1995) na modelação matemática do fenómeno físico, assim como as equações governantes e a metodologia de solução.

Nesta análise, a temperatura na saída da linha de sucção e o fluxo de massa experimentais foram comparados com os valores obtidos através do programa CAPHEAT. O Apêndice H mostra os resultados das diversas geometrias analisadas. Nessas tabelas, o erro absoluto da temperatura na saída da linha de sucção (ΔT) foi calculado pela seguinte expressão:

$$\Delta T = T_{\text{sis}(\text{exp})} - T_{\text{sis}(\text{calc})} \quad (5.2)$$

onde:

$T_{\text{sis}(\text{calc})}$ = Temperatura na saída da linha de sucção calculada [°C];

$T_{\text{sis}(\text{exp})}$ = Temperatura na saída da linha de sucção medida [°C],

e o erro percentual do fluxo de massa foi calculado pela seguinte expressão:

$$\Delta \dot{m} = \left(\frac{\dot{m}_{\text{calc}} - \dot{m}_{\text{exp.}}}{\dot{m}_{\text{exp.}}} \right) \cdot 100 \quad (5.3)$$

onde:

\dot{m}_{calc} = fluxo de massa calculado [kg/h];

\dot{m}_{exp} = fluxo de massa medido [kg/h].

Um total de 214 pontos experimentais foram comparados com as previsões do programa CAPHEAT, sendo que 134 pontos se mantiveram na faixa de $\pm 5\%$ de erro, e 37 pontos se mantiveram na faixa entre ± 5 e $\pm 10\%$ de erro para o fluxo de massa. Alguns pontos experimentais (43 pontos) se mantiveram numa faixa superior a $+ 10\%$, sendo a maioria destes pontos experimentais correspondentes ao tubo capilar B.

Para a temperatura na saída da linha de sucção, observa-se que apenas 3 testes indicaram uma temperatura prevista superior à medida, demonstrando uma tendência do programa em subestimar esta temperatura. Nota-se também que todos os pontos com diferença superior a 5°C pertencem aos trocadores de calor de 7,86 mm de diâmetro interno.

Deve-se lembrar, que no experimento ocorria um pequeno fluxo de calor do ambiente para a linha de sucção, embora esta estivesse isolada. Procurou-se adicionar este efeito ao programa CAPHEAT, sendo observada uma leve diminuição nesta diferença, mas a tendência em subestimar a temperatura na saída da linha de sucção permaneceu.

As figuras 5.16, 5.17 e 5.18 apresentam respectivamente, uma comparação entre os resultados experimentais e numéricos em termos absolutos e percentuais para o fluxo de massa, e uma comparação em termos absolutos para a temperatura na saída da linha de sucção.

As figuras 5.16 e 5.17 possuem uma certa semelhança com os resultados obtidos por Mendonça (1996). Como era de se esperar para baixos fluxos de massa, obtém-se uma maior diferença percentual, já que a diferença em termos absolutos é da mesma ordem de magnitude.

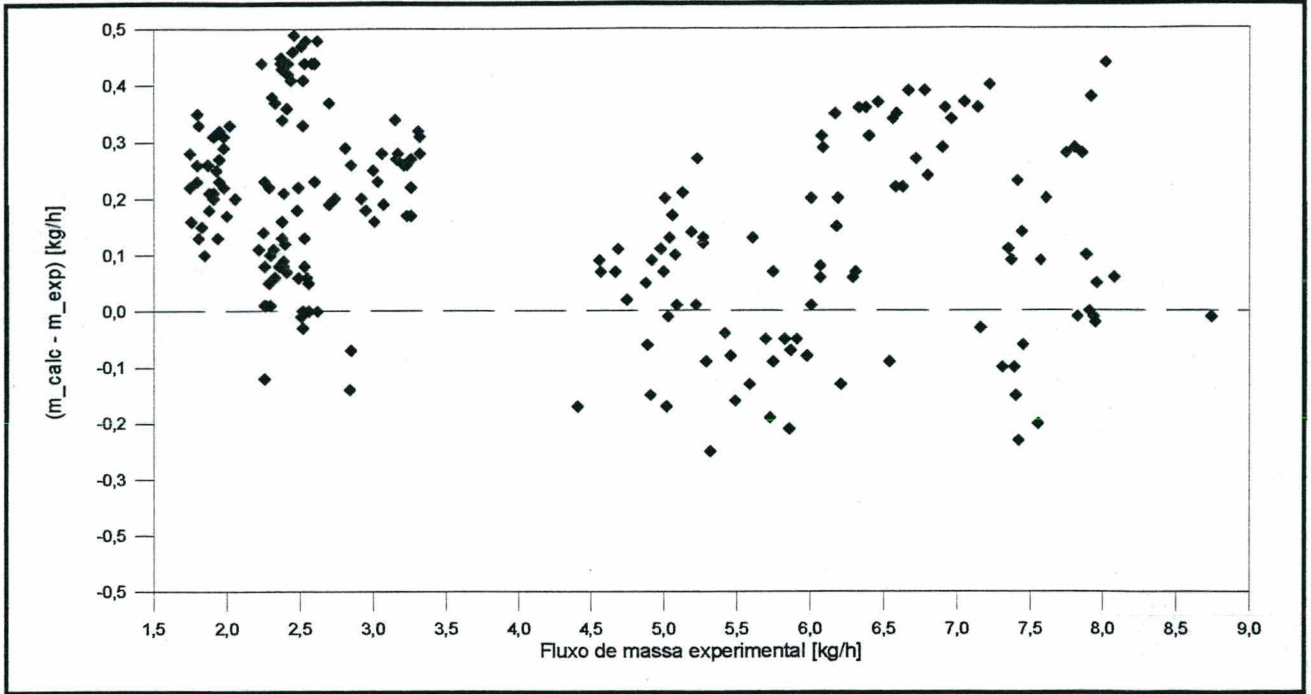


FIGURA 5.16 – Comparação numérico-experimental em termos absolutos – fluxo de massa.

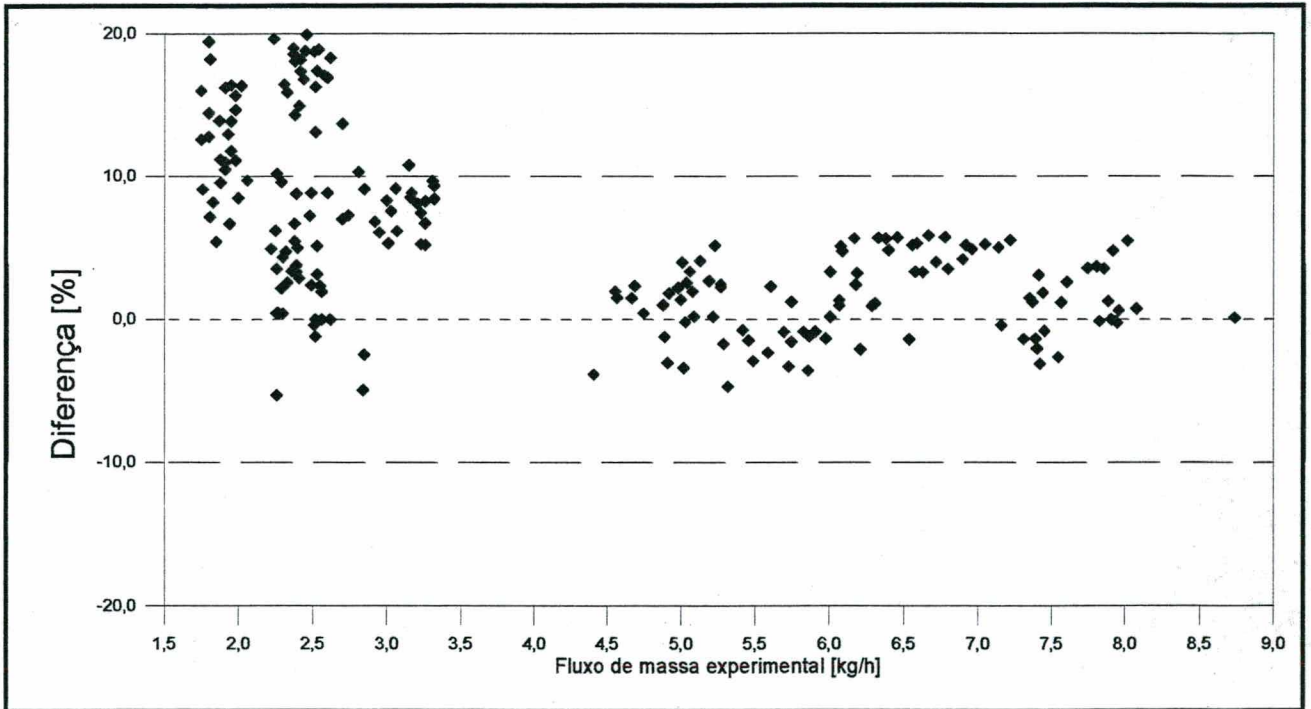


FIGURA 5.17 – Comparação numérico-experimental em termos percentuais – fluxo de massa.

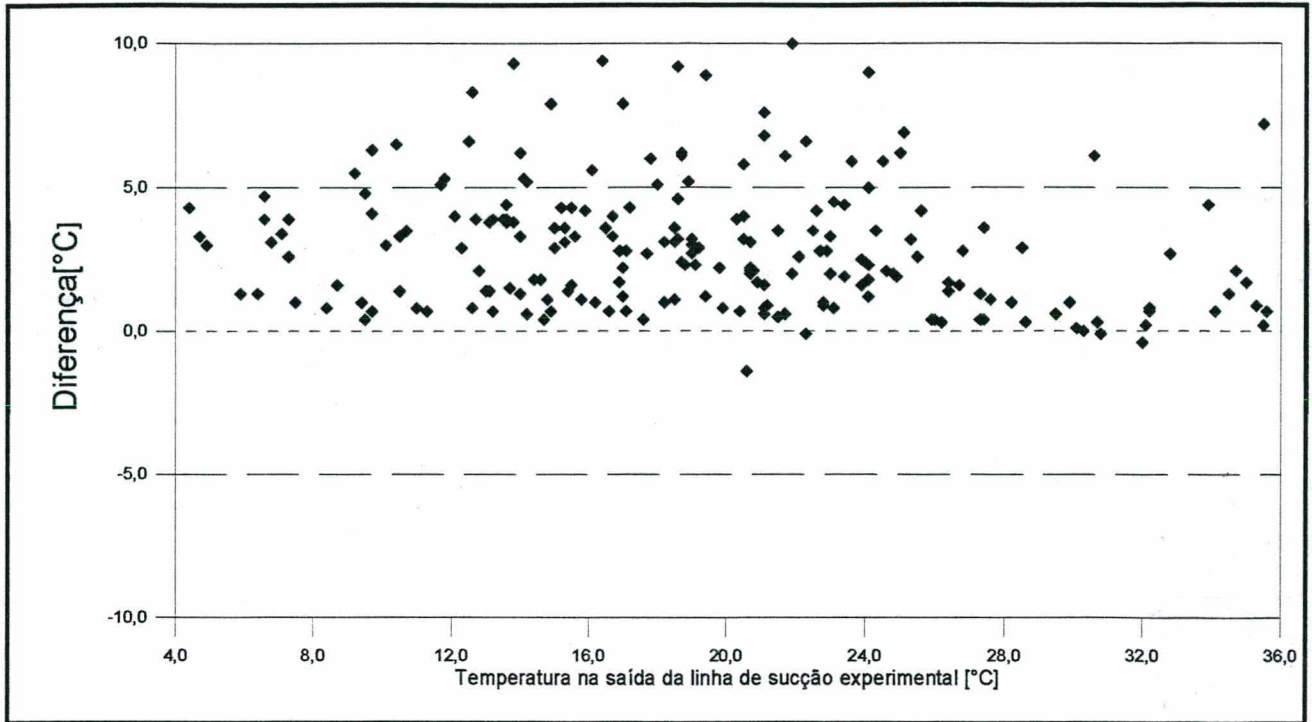


FIGURA 5.18 – Comparação numérico-experimental– temperatura na saída da linha de sucção.

O programa CAPHEAT além da comparação entre os valores de fluxo de massa e temperatura na saída da linha de sucção, possibilita também a comparação dos perfis de temperatura ao longo do tubo capilar e da linha de sucção. Procurou-se fazer tal comparação para todas as geometrias analisadas, com o objetivo de verificar o comportamento do programa para as diversas situações analisada. Nas figuras 5.19 a 5.22 são apresentados testes comparativos para quatro geometrias, encontrando-se as demais comparações no Apêndice I.

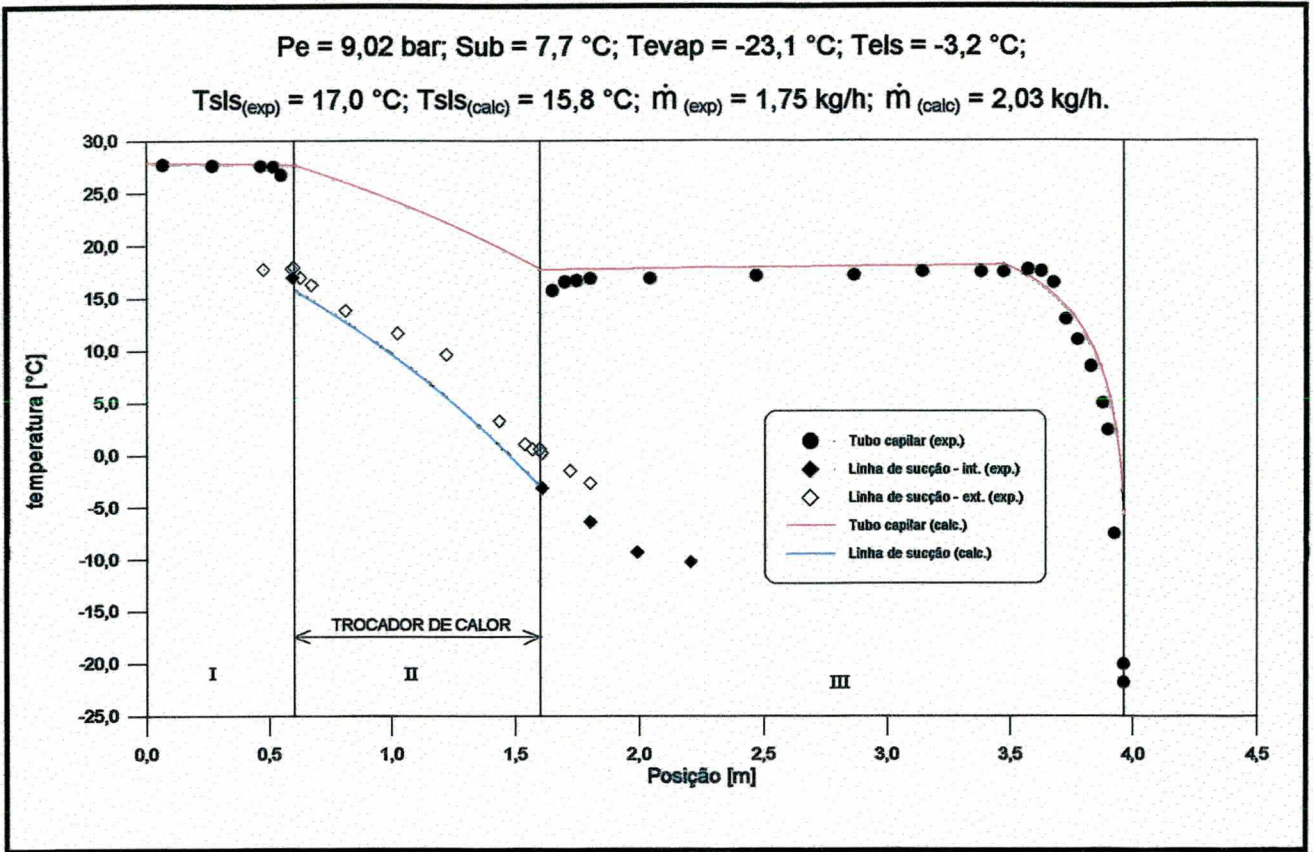


FIGURA 5.19 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar B – TC 04).

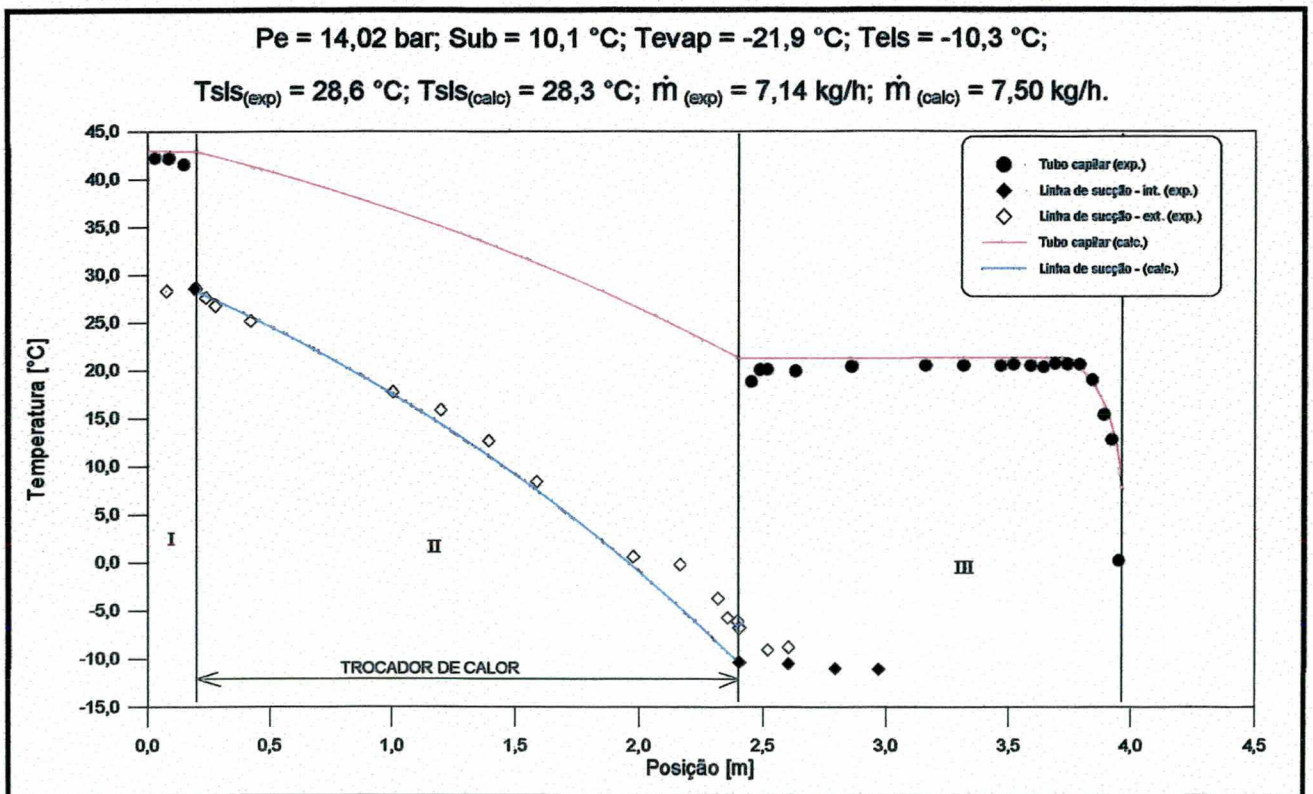


FIGURA 5.20 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar A – TC 08).

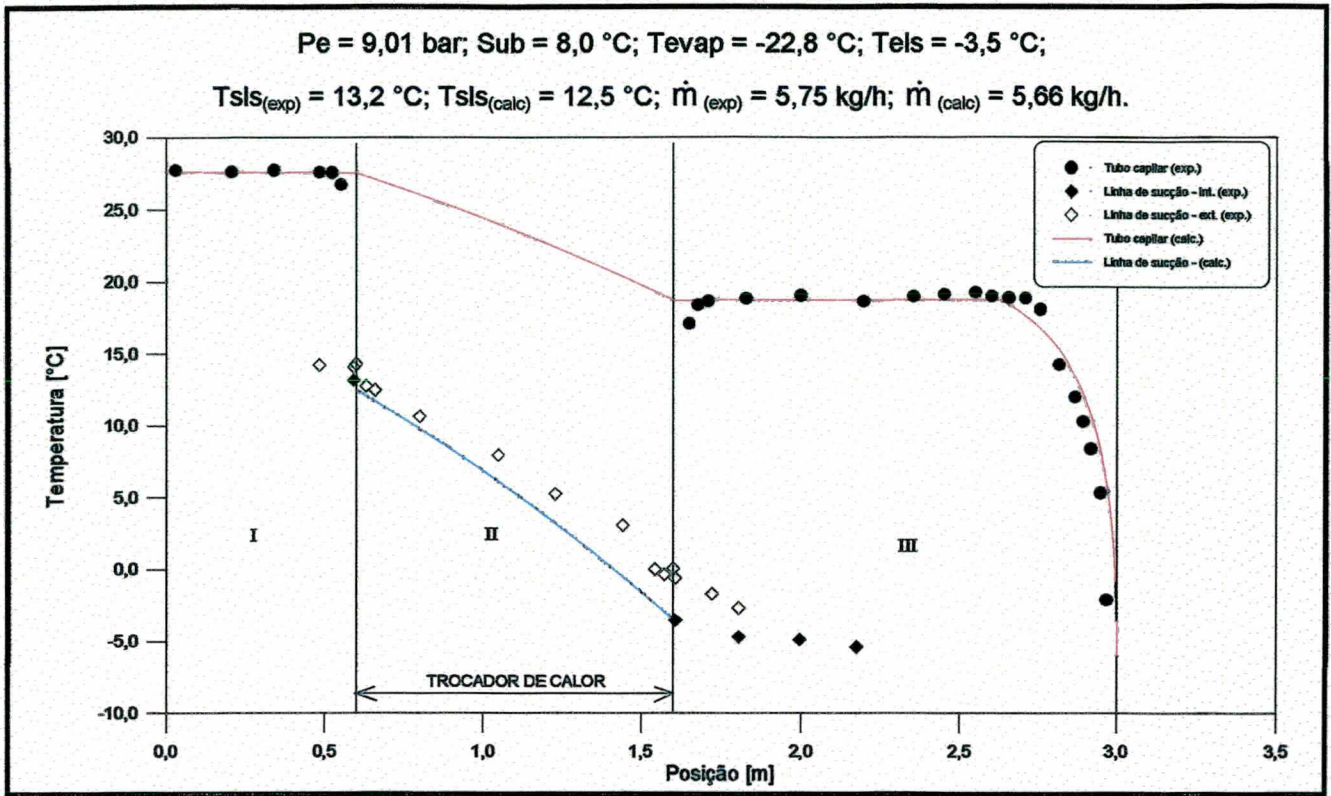


FIGURA 5.21 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar C – TC 13).

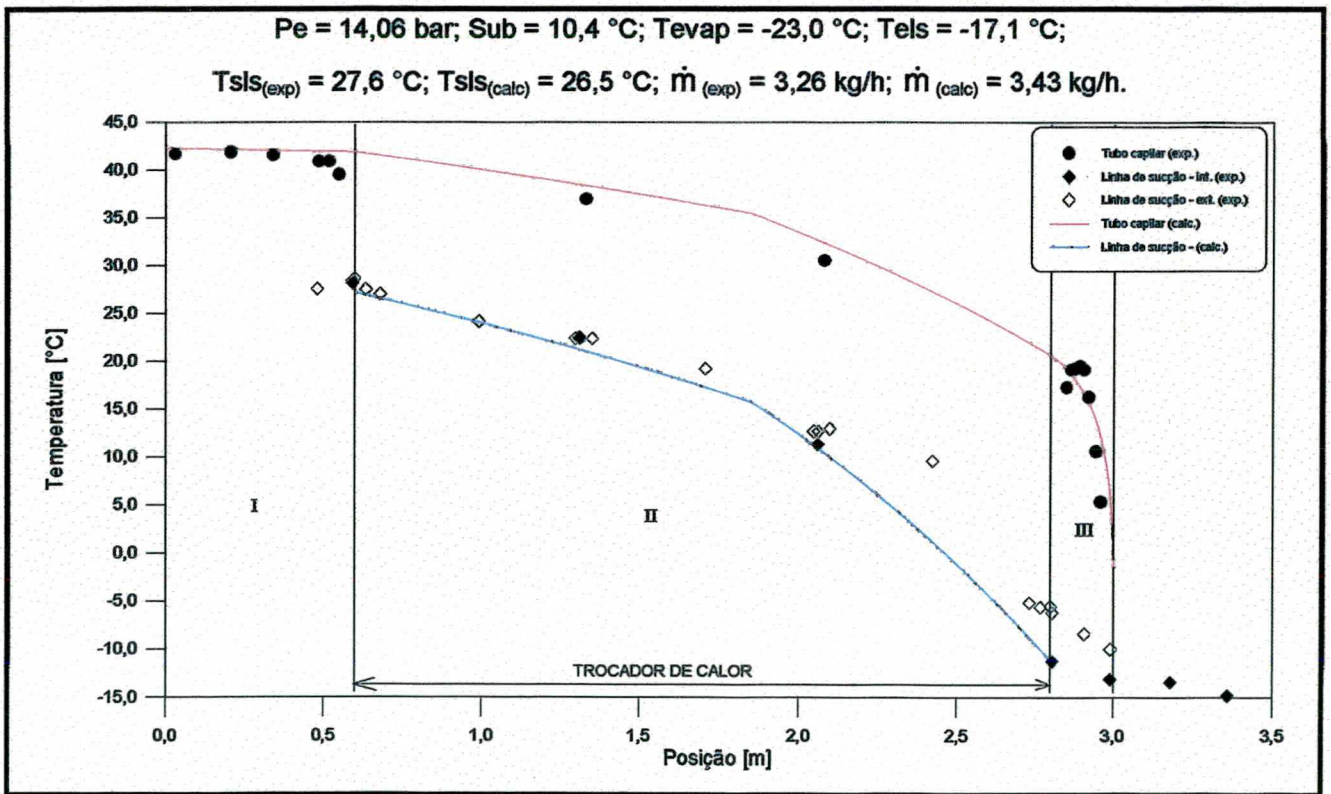


FIGURA 5.22 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar D – TC 15).

As figuras anteriores permitem concluir que o programa CAPHEAT, apesar de conter várias hipóteses simplificativas, reproduz razoavelmente bem os perfis de temperatura do fluido, tanto no capilar como na linha de sucção, para a maioria das condições operacionais e geométricas consideradas neste trabalho.

Na figura 5.22, tubo capilar D – trocador de calor 15, pode-se verificar claramente a mudança na inclinação do perfil fornecido pelo programa, mostrando haver uma baixa taxa de vaporização inicialmente, ocorrendo aumento nesta taxa quando muda a inclinação do perfil de temperatura. Experimentalmente esse comportamento não foi claramente evidenciado. Este mesmo fato foi observado para uma outra condição experimental, ainda com esta mesma geometria, como mostra a figura 5.23. Uma situação semelhante foi identificada por Mendonça (1996) no estudo de trocadores de calor laterais, embora para situações com baixo grau de subresfriamento.

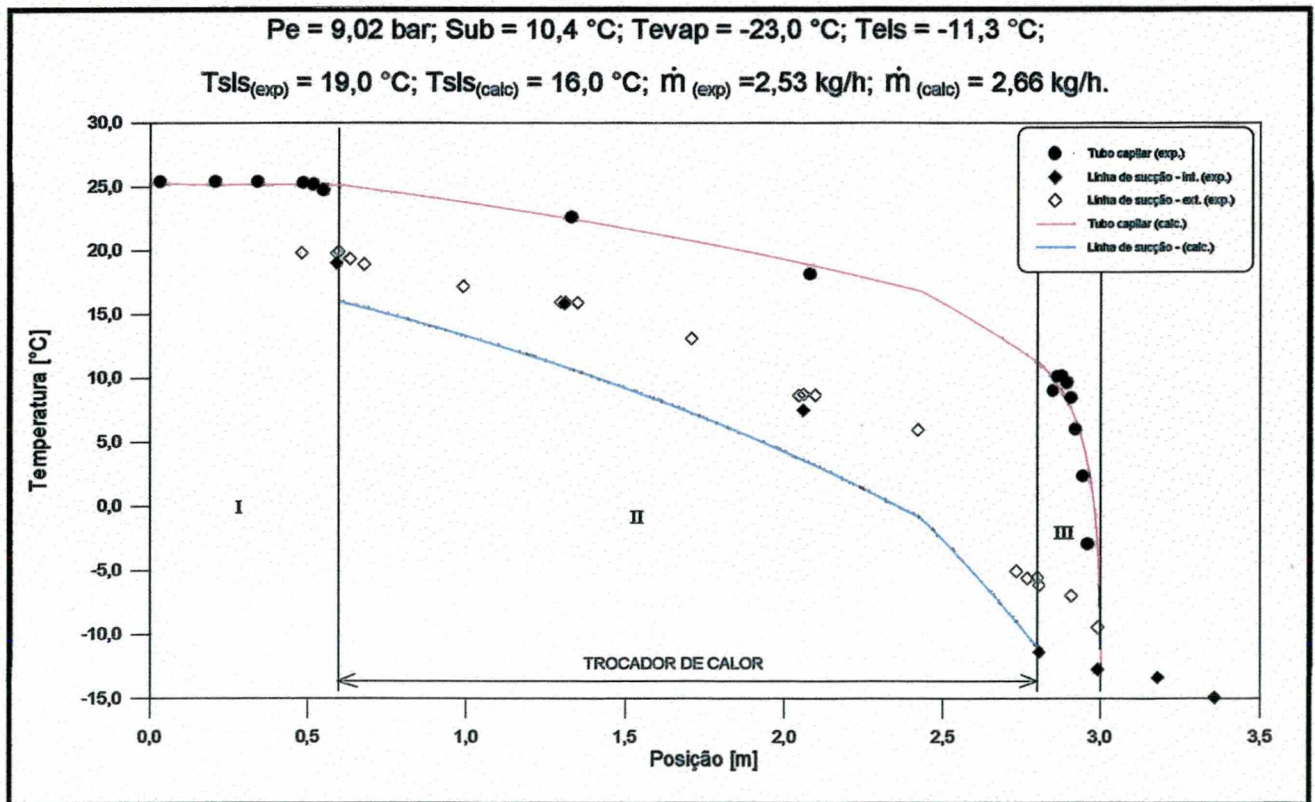


FIGURA 5.23 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar D – TC 20).

6 – CORRELAÇÕES EMPÍRICAS

6.1 - Introdução

Um dos motivos de se planejar estatisticamente os testes experimentais através do projeto fatorial é a possibilidade de se obter correlações empíricas envolvendo as diversas variáveis estudadas. Para tal, é necessário o conhecimento dos fatores principais e das combinações de fatores com influência sobre o escoamento. A obtenção de uma correlação empírica, tanto para o fluxo de massa quanto para a temperatura na saída da linha de sucção, é vantajosa já que permite com relativa facilidade, a previsão do comportamento dos parâmetros dependentes, sem a necessidade de cartas ou diagramas ou mesmo de recursos computacionais.

No capítulo 3 foi apresentada a tabela 3.1, onde foram mostrados os 16 testes do projeto fatorial. Contudo, durante a realização dos testes ocorreram algumas pequenas variações das características geométricas e operacionais. Estas pequenas variações juntamente com o fluxo de massa e a temperatura na saída da linha de sucção são apresentados na tabela 6.1.

TABELA 6.1 – Planilha de testes e resultados experimentais.

Nº Teste	1 P_e [bar]	2 Δ_{sub} [°C]	3 T_{els} [°C]	4 D [mm]	5 L [m]	6 D_s [mm]	7 L_{tc} [m]	8 L_e [m]	T_{sls} [°C]	$\dot{m}_{(exp)}$ [kg/h]
01	9,01	5,4	-17,0	0,61	3,000	6,30	1,000	0,200	15,9	2,51
02	14,03	5,4	-17,4	0,61	3,000	7,86	2,200	0,600	29,3	3,09
03	9,01	10,2	-16,9	0,61	3,963	6,30	2,200	0,600	19,8	2,02
04	14,01	10,1	-17,0	0,61	3,963	7,86	0,998	0,195	19,4	2,52
05	9,04	5,5	-10,9	0,61	3,963	7,86	2,200	0,200	23,4	1,91
06	14,04	5,4	-11,1	0,61	3,963	6,30	1,000	0,600	24,1	2,42
07	9,01	10,5	-11,0	0,61	3,000	7,86	0,998	0,603	11,8	2,36
08	14,03	10,2	-10,8	0,61	3,000	6,30	2,200	0,200	32,2	3,31
09	9,02	4,9	-17,1	0,83	3,963	7,86	0,998	0,604	7,1	4,67
10	14,00	5,2	-17,0	0,83	3,963	6,30	2,200	0,200	30,1	7,35
11	9,01	10,3	-16,8	0,83	3,000	7,86	2,200	0,202	13,5	6,08
12	14,01	10,0	-17,0	0,83	3,000	6,30	1,000	0,601	13,1	7,86
13	9,03	5,0	-11,1	0,83	3,000	6,30	2,200	0,600	20,0	6,35
14	14,03	5,0	-11,2	0,83	3,000	7,86	0,998	0,201	15,2	7,42
15	9,02	9,9	-11,1	0,83	3,963	6,30	1,000	0,200	9,4	5,29
16	14,01	10,0	-10,9	0,83	3,963	7,86	2,200	0,602	23,4	6,78

6.2 – Obtenção das correlações empíricas

Para a obtenção das correlações empíricas, foi necessário o cálculo dos efeitos principais e dos efeitos combinados entre dois fatores. Estes cálculos foram realizados utilizando-se a metodologia proposta por Box e Hunter (1979) e os valores apresentados na tabela 6.1, sendo apresentado no Apêndice J o procedimento de obtenção dos valores dos efeitos principais e efeitos combinados.

A seguir, são apresentados os valores dos efeitos principais e combinados, tanto para o fluxo de massa quanto para a temperatura na saída da linha de sucção.

- Fluxo de massa

Efeitos principais

$$\begin{array}{llll}
 P_e = 1,195; & \Delta_{\text{sub}} = 0,0625; & T_{\text{els}} = -0,0325; & D = 3,957; \\
 L = -0,75245; & D_s = -0,285; & L_{\text{tc}} = 0,230; & L_e = -0,105;
 \end{array}$$

Efeitos combinados (interação entre dois efeitos)

$$\begin{array}{lll}
 P_e \times \Delta_{\text{sub}} = -0,015; & P_e \times T_{\text{els}} = -0,190; & \Delta_{\text{sub}} \times T_{\text{els}} = 0,1525; \\
 P_e \times D = 0,560; & \Delta_{\text{sub}} \times D = -0,0075; & T_{\text{els}} \times D = 0,0025; \\
 P_e \times L = 0,100; & \Delta_{\text{sub}} \times L = 0,0025; & T_{\text{els}} \times L = -0,0075; \\
 D \times L = -0,1525; & P_e \times D_s = 0,0025; & \Delta_{\text{sub}} \times D_s = 0,100; \\
 T_{\text{els}} \times D_s = 0,560; & D \times D_s = -0,190; & L \times D_s = -0,015; \\
 P_e \times L_{\text{tc}} = -0,1525; & \Delta_{\text{sub}} \times L_{\text{tc}} = -0,190; & T_{\text{els}} \times L_{\text{tc}} = -0,015; \\
 D \times L_{\text{tc}} = 0,100; & L \times L_{\text{tc}} = 0,560; & D_s \times L_{\text{tc}} = -0,0075; \\
 P_e \times L_e = -0,0075; & \Delta_{\text{sub}} \times L_e = 0,560; & T_{\text{els}} \times L_e = 0,100; \\
 D \times L_e = 0,015; & L \times L_e = 0,190; & D_s \times L_e = 0,1525; \\
 L_{\text{tc}} \times L_e = 0,0025; & &
 \end{array}$$

Os efeitos principais representam o efeito de cada fator sobre o fluxo de massa, quando passa-se do nível inferior para o nível superior (mostrados na tabela 6.1). Como era de se esperar, o diâmetro interno do tubo capilar é o fator preponderante sobre o fluxo de massa, seguido da pressão na entrada e comprimento do tubo capilar. Para os efeitos combinados, verificou-se que todos os que eram significativos possuíam a mesma ordem de grandeza.

Os efeitos principais e efeitos combinados, timbrados em **negrito-itálico>**, representam os fatores que devem ser considerados na obtenção das correlações empíricas. A figura 6.1 mostra graficamente a influência dos efeitos principais e combinados sobre o fluxo de massa.

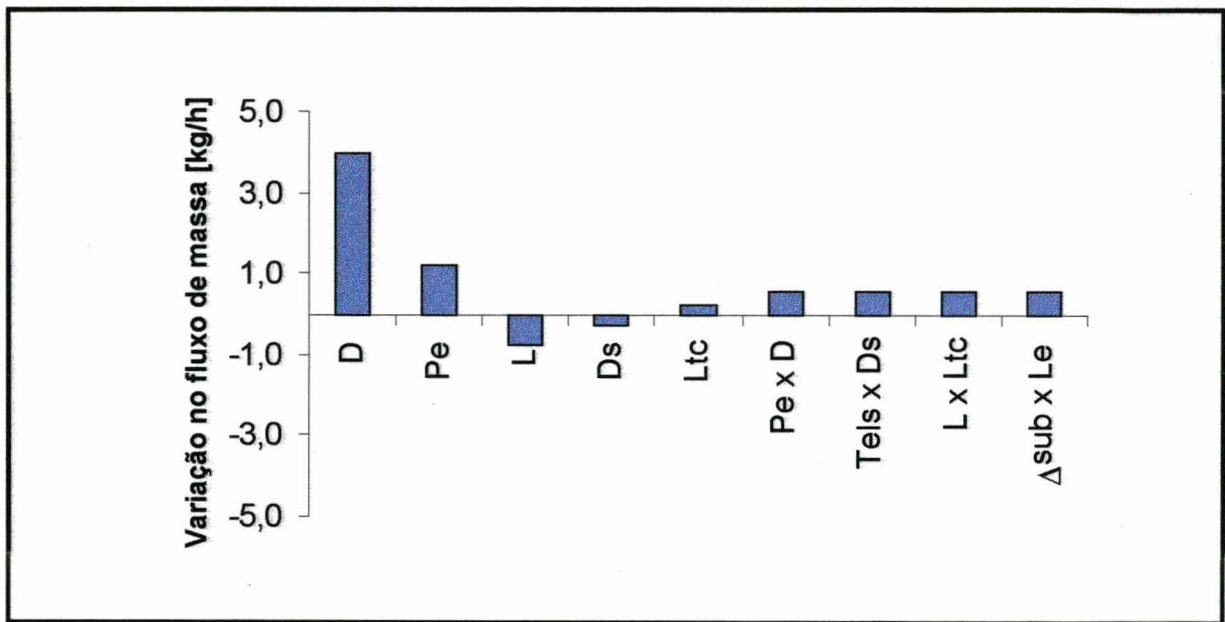


Figura 6.1 – Influência dos efeitos principais e combinados sobre o fluxo de massa.

A seguir são apresentados os efeitos principais e combinados para a temperatura na saída da linha de sucção:

- **Temperatura na saída da linha de sucção**

Efeitos principais

$$P_e = 8,2375; \quad \Delta_{sub} = - 2,8125; \quad T_{els} = 1,4125; \quad D = - 5,5125;$$

$$L = 0,7125; \quad ; \quad D_s = - 2,6875; \quad L_{tc} = 9,4625; \quad L_e = - 1,3125;$$

Efeitos combinados

$$P_e \times \Delta_{sub} = 0,1625; \quad P_e \times T_{els} = - 0,6625; \quad \Delta_{sub} \times T_{els} = 1,3375;$$

$$P_e \times D = - 0,2875; \quad \Delta_{sub} \times D = - 0,4375; \quad T_{els} \times D = - 0,3625;$$

$$P_e \times L = 1,0875; \quad \Delta_{sub} \times L = - 0,3625; \quad T_{els} \times L = - 0,4375;$$

$$D \times L = 1,3375; \quad P_e \times D_s = - 0,3625; \quad \Delta_{sub} \times D_s = 1,0875;$$

$$T_{els} \times D_s = - 0,2875; \quad D \times D_s = - 0,6625; \quad L \times D_s = 0,1625;$$

$$P_e \times L_{tc} = 1,3375; \quad \Delta_{sub} \times L_{tc} = - 0,6625; \quad T_{els} \times L_{tc} = 0,1625;$$

$$D \times L_{tc} = 1,0875; \quad L \times L_{tc} = - 0,2875; \quad D_s \times L_{tc} = - 0,4375;$$

$$P_e \times L_e = - 0,4375; \quad \Delta_{sub} \times L_e = - 0,2875; \quad T_{els} \times L_e = 1,0875;$$

$$D \times L_e = 0,1625; \quad L \times L_e = - 0,6625; \quad D_s \times L_e = 1,3375;$$

$$L_{tc} \times L_e = - 0,3625;$$

Para a temperatura na saída da linha de sucção, os fatores preponderantes são o comprimento do trocador de calor, a pressão na entrada do tubo capilar e o diâmetro interno do tubo capilar.

Da mesma forma como para o fluxo de massa, os efeitos principais e efeitos combinados, timbrados em **negrito-italico**, representam os fatores que devem ser considerados na obtenção das correlações empíricas. A figura 6.2 mostra graficamente a influência dos efeitos principais e combinados sobre a temperatura na saída da linha de sucção.

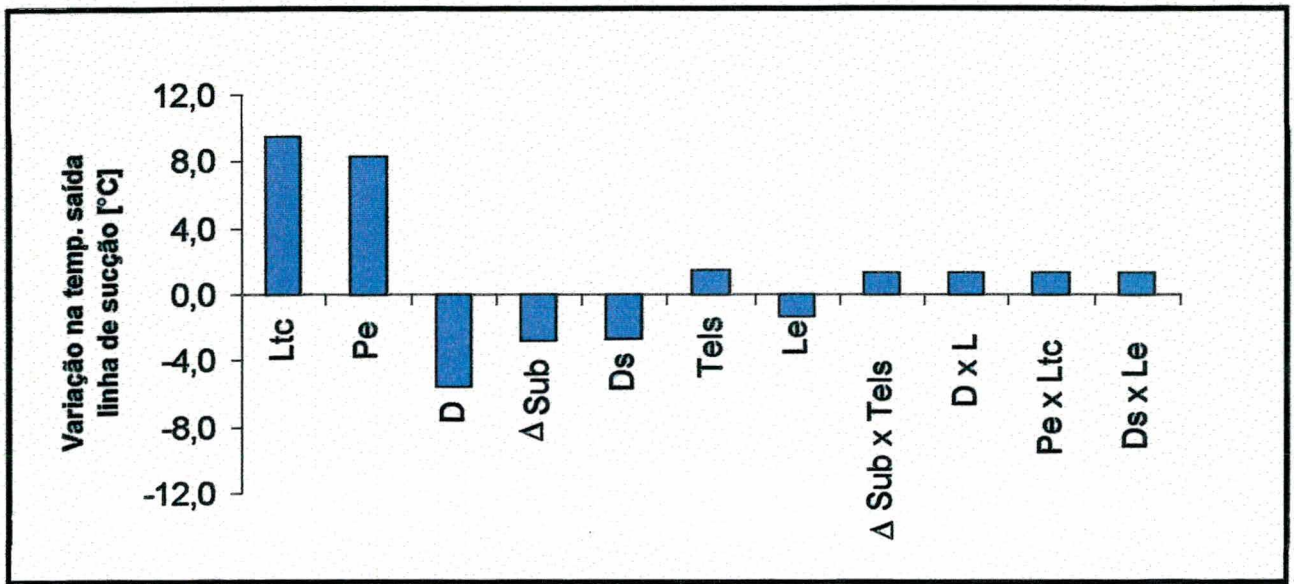


Figura 6.2 – Influência dos efeitos principais e combinados sobre a temperatura saída LS.

O cálculo dos efeitos principais e das interações entre dois efeitos para o fluxo de massa e para a temperatura na saída da linha de sucção origina duas equações gerais, mostradas a seguir.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{(emp)} = & A_1 * (P_e - 11,5185) + B_1 * (D - 0,72) + C_1 * (L - 3,4815) \\
 & + D_1 * (P_e - 11,5185) * (D - 0,72) + E_1 * (T_{els} + 14,01875) * (D_s - 7,08) \\
 & + F_1 * (L - 3,4815) * (L_{tc} - 1,5995) + G_1 * (\Delta_{sub} - 7,67125) \\
 & * (L_e - 0,4005) + H_1
 \end{aligned}
 \tag{6.1}$$

$$\begin{aligned}
T_{\text{sis(emp)}} = & A_2 * (P_e - 11,5185) + B_2 * (\Delta_{\text{sub}} - 7,67125) + C_2 * (T_{\text{els}} + 14,01875) \\
& + D_2 * (D - 0,72) + E_2 * (D_s - 7,08) + F_2 * (L_{\text{tc}} - 1,5995) + \\
& G_2 * (L_e - 0,4005) + H_2 * (\Delta_{\text{sub}} - 7,67125) * (T_{\text{els}} + 14,01875) \\
& + I_2 * (D - 0,72) * (L - 3,4815) + J_2 * (P_e - 11,5185) * \\
& (L_{\text{tc}} - 1,5995) + K_2 * (D_s - 7,08) * (L_e - 0,4005) + L_2
\end{aligned} \tag{6.2}$$

Os valores somados ou subtraídos das variáveis operacionais e geométricas, nas equações 6.1 e 6.2, referem-se aos valores médios das respectivas variáveis, calculados a partir da tabela 6.1.

A substituição dos valores da tabela 6.1 nas equações 6.1 e 6.2, respectivamente para o fluxo de massa e para a temperatura na saída da linha de sucção, originam 16 equações para o fluxo de massa e 16 equações para a temperatura na saída da linha de sucção. Fazendo-se uso do programa Statistica (Statsoft, 1993), foram encontrados os coeficientes das equações anteriormente apresentadas através de uma regressão linear. As equações resultantes são apresentadas a seguir.

Equação para o fluxo de massa

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{\text{(emp)}} = & 4,49638 + 0,24037 * (P_e - 11,5185) + 17,96233 * (D - 0,72) \\
& - 0,78361 * (L - 3,4815) + 1,03529 * (P_e - 11,5185) * (D - 0,72) \\
& + 0,02534 * (T_{\text{els}} + 14,01875) * (D_s - 7,08) + 0,22688 * (L - 3,4815) \\
& * (L_{\text{tc}} - 1,5995) - 0,26052 * (\Delta_{\text{Sub}} - 7,67125) * (L_e - 0,4005)
\end{aligned} \tag{6.3}$$

Equação para a temperatura na saída do trocador de calor

$$\begin{aligned}
 T_{\text{sis(emp)}} = & 19,2695 + 1,6035 * (P_e - 11,5185) - 0,5717 * (\Delta_{\text{Sub}} - 7,67125) \\
 & + 0,2422 * (T_{\text{els}} + 14,01875) - 27,0152 * (D - 0,72) \\
 & - 1,5173 * (D_s - 7,08) + 7,7239 * (L_{\text{tc}} - 1,5995) - 4,0960 * (L_e - 0,4005) \\
 & - 0,0434 * (\Delta_{\text{Sub}} - 7,67125) * (T_{\text{els}} + 14,01875) - 2,9745 * (D - 0,72) * \\
 & (L - 3,4815) + 0,6494 * (P_e - 11,5185) * (L_{\text{tc}} - 1,5995) \\
 & + 1,3918 * (D_s - 7,08) * (L_e - 0,4005)
 \end{aligned}
 \tag{6.4}$$

A seguir, mostra-se o comportamento das equações 6.3 e 6.4 quando são utilizados os valores referentes aos 16 testes do projeto fatorial. As figuras 6.3 e 6.4 mostram este comportamento para o fluxo de massa, respectivamente em termos percentuais e em termos absolutos.

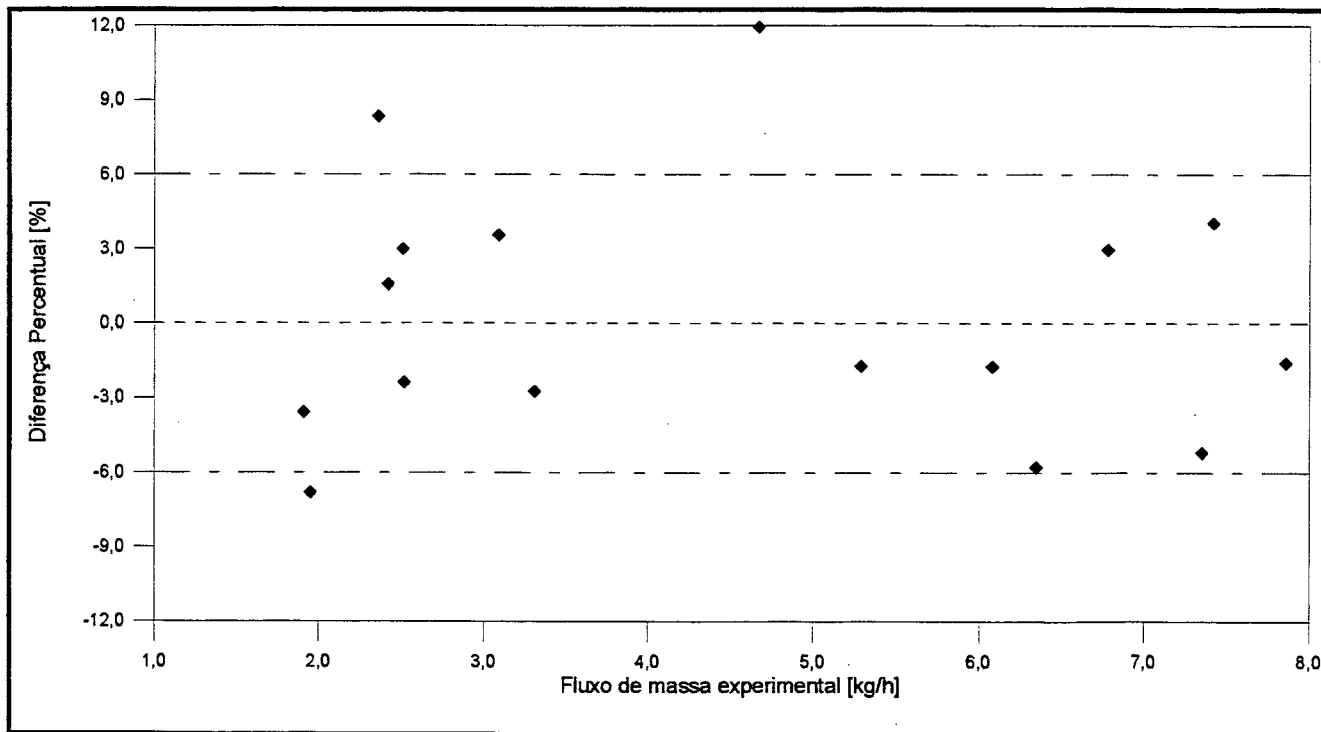


Figura 6.3 – Comparação do fluxo de massa experimental x correlação em termos percentuais.

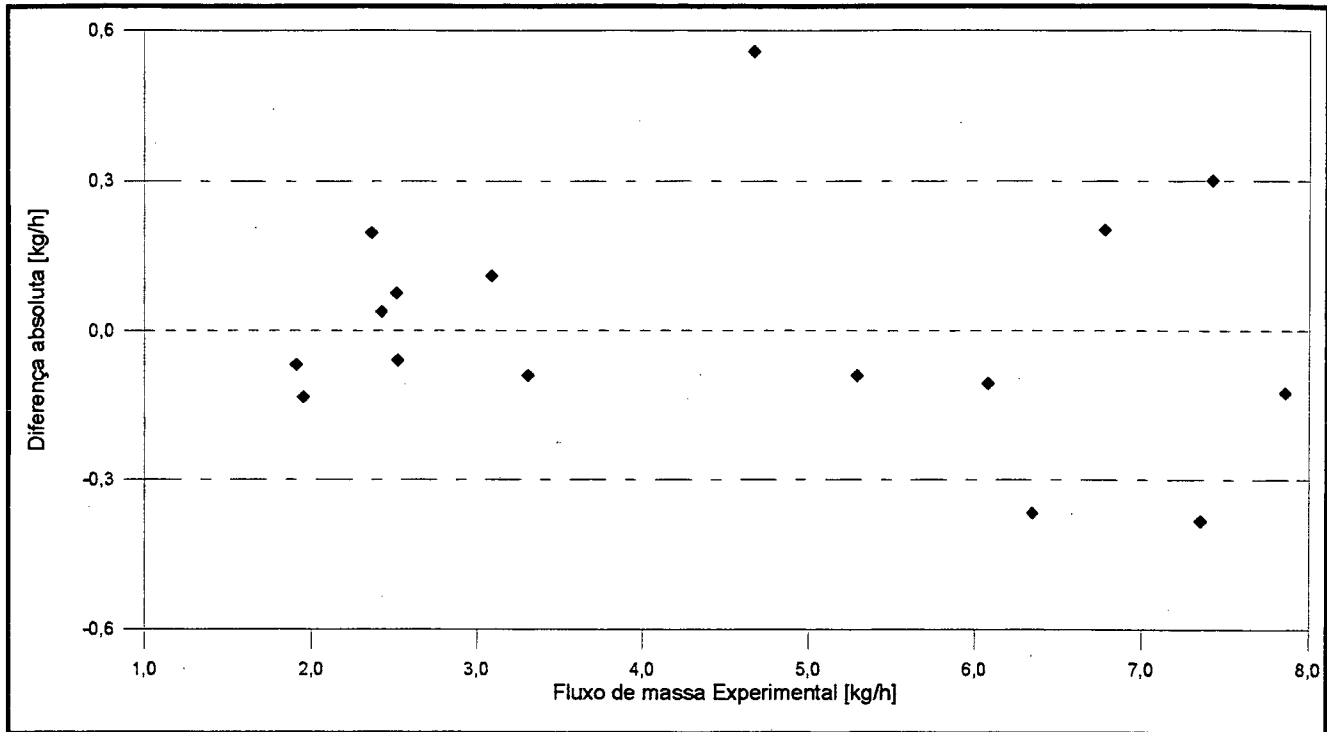


Figura 6.4 – Comparação do fluxo de massa experimental x correlação em termos absolutos.

Para 15 dos 16 testes do projeto fatorial, a diferença percentual entre o valor do fluxo de massa experimental e o obtido pela correlação 6.3 ficou na faixa de $\pm 10\%$. Em termos absolutos, esta diferença ficou em torno de $\pm 0,3$ kg/h.

A figura 6.5 apresenta a diferença entre os valores experimentais e os obtidos através da correlação 6.4 para a temperatura na saída da linha de sucção. Para a maioria dos 16 pontos do projeto fatorial, a diferença encontrada para a temperatura na saída da linha de sucção ficou em torno de $\pm 1^\circ\text{C}$.

Com o objetivo de verificar o procedimento apresentado, foram realizados alguns testes adicionais com o intuito de analisar o comportamento das correlações empíricas para pontos experimentais diferentes daqueles do projeto fatorial.

No Apêndice K, são apresentadas as tabelas K.1 a K.18, onde valores experimentais são comparados com valores obtidos das correlações 6.3 e 6.4. Um total de 265 testes experimentais foram comparados. Para o fluxo de massa, 213 pontos experimentais mantiveram-se numa faixa de $\pm 10\%$, 49 mantiveram-se entre ± 10 e $\pm 20\%$ e apenas 4 pontos numa faixa superior a $\pm 20\%$. Durante a realização dos testes, alguns testes foram realizados com as variáveis operacionais ajustadas aquém ou além das faixas de operação previstas no projeto fatorial. Isto foi feito com o objetivo de verificar o comportamento das equações para condições diferentes daquelas

previstas no projeto fatorial. De uma forma geral, as equações apresentam bons resultados, quando os valores das variáveis não são muito distantes da faixa de interpolação, ficando as diferenças na mesma ordem de grandeza dos pontos previstos no projeto fatorial, como pode-se observar no Apêndice K, tabelas K.1 a K.18.

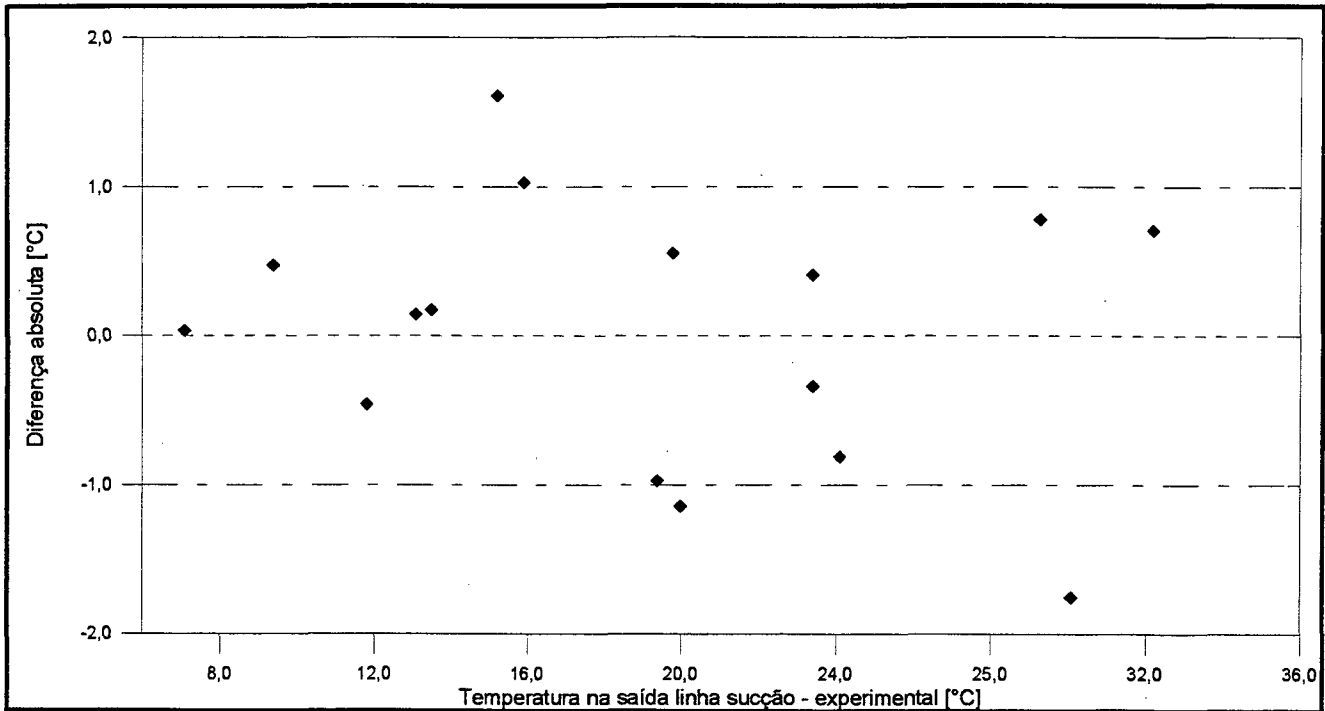


Figura 6.5 – Comparação da temp. saída da linha de sucção experimental x correlação em termos absolutos.

Estas mesmas conclusões são válidas para a temperatura na saída da linha de sucção, quando 228 pontos experimentais apresentaram uma diferença de $\pm 2^{\circ}\text{C}$, e 38 pontos experimentais uma diferença entre ± 2 e $\pm 4^{\circ}\text{C}$ e apenas 5 pontos numa faixa superior a 4°C .

As figuras 6.6, 6.7 e 6.8 mostram graficamente os resultados apresentados nas tabelas K.1 a K.18, respectivamente para a diferença percentual e absoluta para o fluxo de massa e para a diferença de temperatura na saída da linha de sucção.

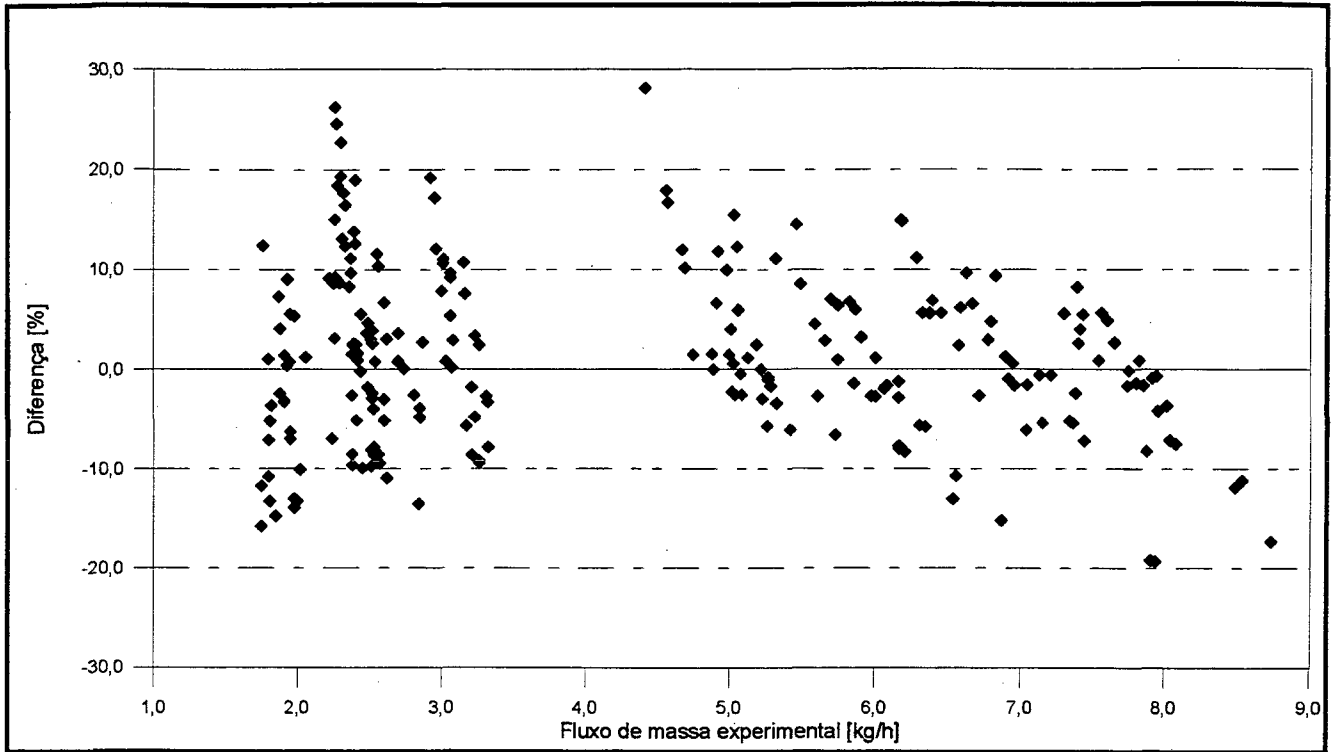


Figura 6.6 – Comparação do fluxo de massa experimental x correlação em termos percentuais.

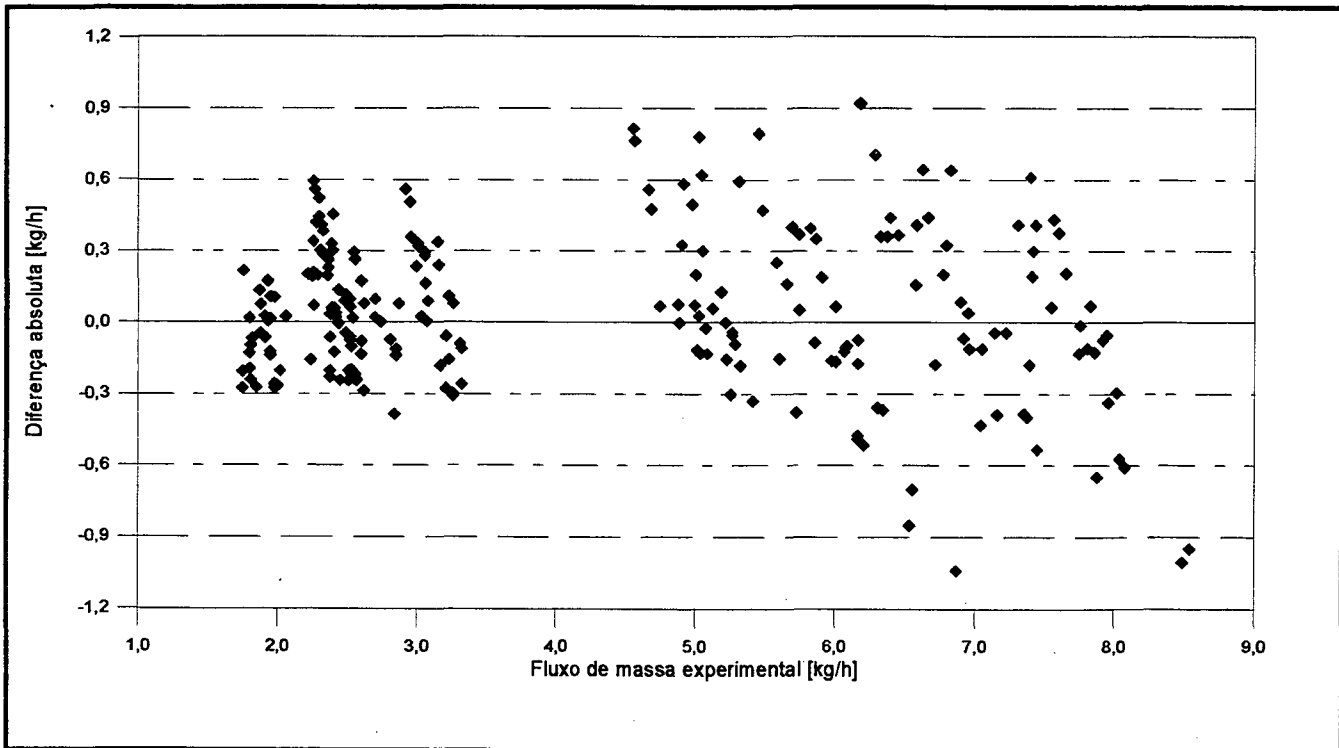


Figura 6.7 – Comparação do fluxo de massa experimental x correlação em termos absolutos.

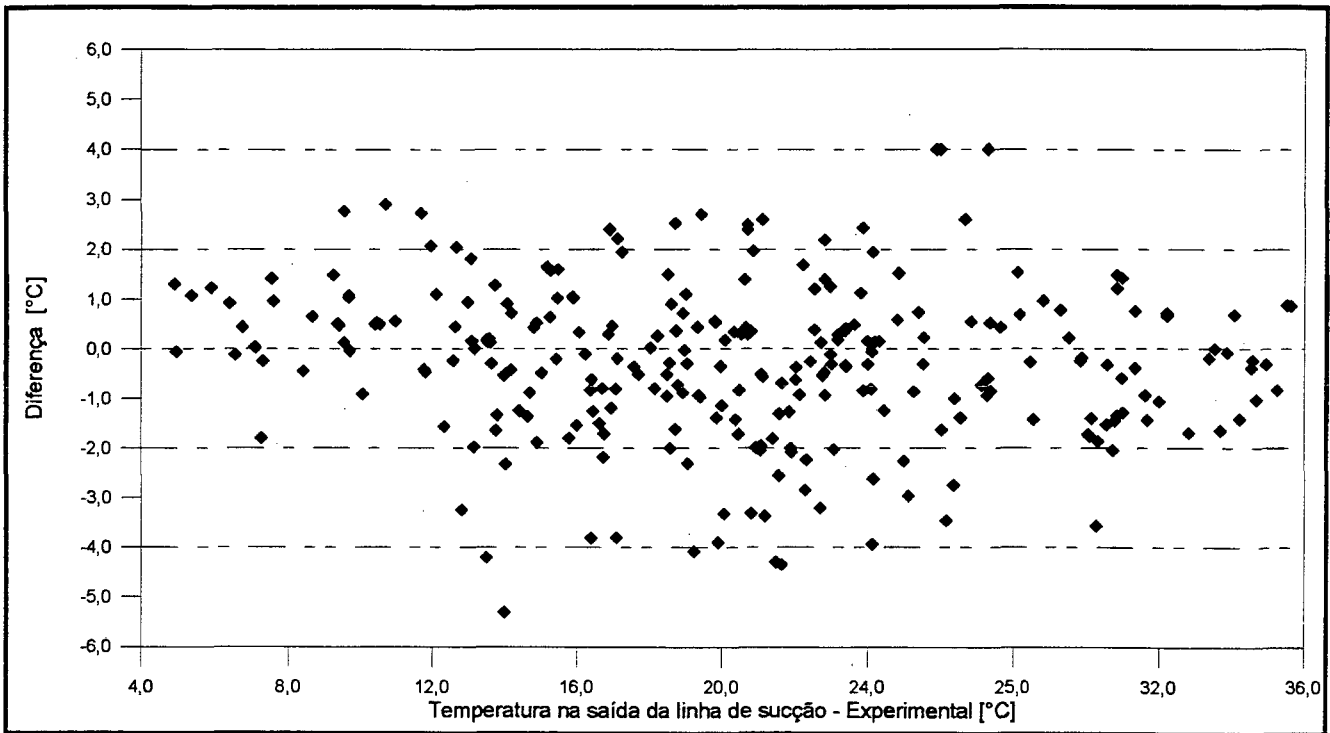


Figura 6.8 – Comparação da temperatura na saída da linha de sucção experimental x correlação em termos absolutos.

7 - CONCLUSÕES

Um extenso programa experimental, envolvendo trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, do tipo concêntrico, foi desenvolvido. Os experimentos foram realizados com diversas geometrias e condições de operação e sempre com o refrigerante HFC-134a.

O projeto fatorial foi empregado no planejamento estatístico dos testes, o que permitiu uma redução no número de experimentos sem uma redução significativa na generalidade dos resultados.

O conjunto de dados obtido permitiu a realização das seguintes atividades: i) estudo dos efeitos das condições de operação, ii) estudo do efeito da geometria do trocador, iii) comparações entre capilares adiabáticos e não adiabáticos, iv) comparações entre trocadores de calor laterais e concêntricos, v) comparações com os resultados fornecidos pelo programa CAPHEAT e vi) desenvolvimento de um método de análise alternativo.

Dentre as variáveis operacionais destacam-se a pressão de condensação e a temperatura na entrada da linha de sucção como aquelas que respectivamente tem o maior e o menor impacto sobre o fluxo de massa.

O diâmetro interno do tubo capilar foi a variável geométrica de maior influência sobre o fluxo de massa embora este não afete significativamente os perfis de temperatura, tanto ao longo do tubo capilar como da linha de sucção.

O comprimento e o posicionamento do trocador embora não afetem significativamente o fluxo de massa provocam alterações significativas no escoamento, com influencia marcante no ponto de início de vaporização e na temperatura na saída da linha de sucção.

Em relação ao tubo capilar adiabático, o trocador de calor provoca um aumento no fluxo de massa, em decorrência da movimentação do ponto de início de vaporização para a posição mais próxima da extremidade do tubo.

A exemplo dos resultados de Mezavila (1995), o trocador de calor lateral mostrou ser mais efetivo do que o concêntrico. Isto ficou evidente através da comparação entre os perfis de temperatura tanto no capilar como na linha de sucção. Como consequência o trocador de calor lateral apresentou um maior fluxo de massa e uma maior temperatura na saída da linha de sucção.

As comparações realizadas com o programa CAPHEAT mostraram que este programa tende a superestimar o fluxo de massa para a maioria das condições analisadas. Embora a discrepância em termos absolutos não seja considerável, em termos percentuais 43 pontos (todos com baixo fluxo de massa) de um total de 214 pontos apresentaram desvios superiores a 10%. O programa tende também a subestimar a temperatura na saída da linha de sucção, mesmo após ter sido adicionado ao programa a troca de calor entre o ambiente e o dispositivo de expansão em análise.

O projeto fatorial permitiu o desenvolvimento de equações empíricas para a determinação do fluxo de massa e da temperatura na saída da linha de sucção. Estas equações, quando comparadas com resultados experimentais enquadraram a maioria dos valores de fluxo de massa entre $\pm 10\%$ e os valores de temperatura na saída da linha de sucção em $\pm 2^\circ\text{C}$.

A base de dados apresentada é no momento a mais completa e confiável fonte de informações para analisar o escoamento de HFC-134a através de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo concêntrico.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, **ASHRAE Equipment Handbook**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., 1988. Chapter 19, p. 19-21.

_____. **ASHRAE Refrigeration Handbook (S.I.)**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., 1994. Chapter 44, p.21-30.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **Annual book of ASTM standards**. Part 44: Temperature measurement, E 230, [S.I.], 1980.

BITTLE, R. R.; STEPHENSON, W. R.; PATE, M. B.. An experimental evaluation of capillary tube-suction line heat exchanger performance with HFC-152a. **ASHRAE Transactions**, Atlanta, v. 100, part 1, p. 124-135, 1995a.

_____; _____. An evaluation of the ASHRAE method for predicting capillary tube-suction line heat exchanger performance. **ASHRAE Transactions**, Atlanta, v. 101, part 2, p. 434-442, 1995b.

_____; Pate M. B.. An experimental evaluation of capillary tube-suction line heat exchanger performance with refrigerant HFC-134a. Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division, p. 87-100, ASME 1996.

BOABAID NETO, C.. **Análise numérica do desempenho de tubos capilares adiabáticos**. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 1994.

- _____; GONÇALVES, J. M.; MELO, C.; FERREIRA, R.T.S.. Avaliação do fator de atrito na região líquida de tubos capilares. **Anais do V Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste**, Recife, p. 803-807, junho 1996.
- BOLSTAD, M. M.; JORDAN, R. C.. Theory and use of the capillary expansion device. **Refrigerating Engineering**. [S.I.], v. 56, n.12, p. 519-523, June 1948.
- _____. Theory and use of the capillary expansion device: Part II, non-adiabatic flow. **Refrigerating Engineering**. [S.I.], v. 57, n. 12, p. 577-583, June, 1949.
- BOX, G. E. P.; HUNTER, W. G.. **Statistics for experimenters – An introduction to design, data analysis and model building**. New York: John Wiley and Sons Inc., 1978.
- CHRISTENSEN, L. B.; JORGENSEN, H. P.. Flow resistance of capillary tube heat exchanger. **Proceedings of the 12th International Congress of Refrigeration**. Madrid, p. 1069-1077, 1967.
- CHURCHILL, S. W.. Friction factor equation spans all fluid flow regimes, **Chemical Engineering**, v. 84, p. 91-92, November 1977.
- DAS, M. N.. **Design and analysis of experiments**. New York: J. Wiley, 1979.
- DIRIK, E.; INAN, C.; TANES, M. Y.. Numerical and experimental studies on adiabatic and nonadiabatic capillary tube with HFC-134a. **Proceedings of the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue University**, West Lafayette, p. 365-370, July 1994.
- DOMANSKI, P. A.; DIDION, D. A.. Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**, [S.I.], v. 17, n. 7, p. 487-493, 1994.

ERTH, R. A.. Two-phase flow in refrigeration capillary tubes. **Ph.D Thesis, Purdue University, West Lafayette, 1980.**

GONÇALVES, J. M.. **Análise experimental do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares.** Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1994.

_____; BOABAID NETO, C.; MELO C.; FERREIRA, R.T.S.. Análise experimental dos perfis de temperatura e pressão ao longo de tubos capilares adiabáticos. **III Congresso Íbero-Americano de Ar condicionado e Refrigeração, São Paulo, p. 77-84, ago. 1995.**

GNIELINSKI, V.. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, **International Chemical Engineering**, v. 16, p. 359-368, 1962.

KUEHL, S. J.; GOLDSCHMIDT, V. W.. Steady flows of R-22 through capillary tubes: Test data. **ASHRAE Transactions**, Atlanta, v. 96, part 1, p. 719-728, 1990.

MENDONÇA, K. C.. **Análise experimental de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção do tipo lateral.** Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

MELO, C.; FERREIRA, R. T. S.; BOABAID NETO, C.; GONÇALVES, J. M.; WOLFF, I.; KNIES, M.. **Análise do desempenho de tubos capilares - Parte 1.** Relatório de pesquisa – Convênio EMBRACO/FEESC/EMC/UFSC. Núcleo de Pesquisa em Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de Ar (NRVA), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1993.

_____, _____, _____, _____, Experimentation and analysis of refrigerant flow through adiabatic capillary tube. 1995 **ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition**, [S.I.], v, 34, p. 19-28, 1995.

- MEZAVILA, M. M.. **Simulação do escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares não-adiabáticos**. Dissertação de mestrado – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1995.
- PAIVA, M. A. S.; FIORELLI, F. A. S.; HERNANDEZ NETO, A.; SILVARES, O. M.. The behavior of lateral and concentric CT-SL HX using CFC-12 and HFC-134a. **Proceedings of the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue University**, West Lafayette, p. 341-345, July 1994.
- PATE, M. B.; TREE, D. R.. An analysis of pressure and temperature measurements along a capillary tube-suction line heat exchanger. **ASHRAE Transactions**, Atlanta, v. 90, part 2, p. 291-301, 1984a.
- _____; _____. A linear quality model for capillary tube suction-line heat exchangers. **ASHRAE Transactions**, Atlanta, v. 90, part 2, p. 3-17, 1984b.
- PATE, M. B.. **A theoretical and experimental analysis of capillary tube-suction line heat exchangers**. West Lafayette, 1982. Doctor of Philosophy thesis. Purdue University.
- PEIXOTO, R. A.; HRNAK, P.; JOHSON, F.; MEYERS, J.. Análise experimental de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção utilizando HFC-134a. **Anais do V Encontro Nacional de Ciências Térmicas**, São Paulo, p. 455-458, dez, 1994.
- _____; SILVARES, O. M.. Analysis of the capillary tube-suction line heat exchanger used in refrigeration systems. **Anais do XII COBEM**, Brasília, p. 769-772, dez. 1993.
- RUBBAS, P. J., BULLARD, C. W.. Factors contributing to refrigerator cycling losses. *Int. Journal of Refrigeration*, Vol 18, n° 3, p. 168-176, 1995.

STAEBLER, L. A.. Theory and use of a capillary tube for liquid refrigerant control. **Refrigerating Engineering**, [S.i.], v. 55, n.1, p. 55-105, jan. 1948.

STATISTICA for WINDOWS. Release 4.0. Statsoft, 1993.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W.. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

STOECKER, W. F. **Design of Thermal Systems**. New York: McGraw-Hill, Inc.; 1989.

SWART, R. H.. Capillary tube heat exchangers. **Refrigerating Engineering**, [S.I.], v. 54, n.9, p. 221-249, Sept. 1946.

WIJAYA, H.. An experimental evaluation of adiabatic capillary tube performance for HFC-134a and CFC-12. **Proceedings of International CFC and Halon Alternatives Conference**, Baltimore, p. 474, Dec. 1991.

WINER, E. J.. **Statistical Principles in Experimental Design**. New York: McGraw-Hill, 1971.

APÊNDICE A - Verificação da linearidade dos parâmetros dependentes

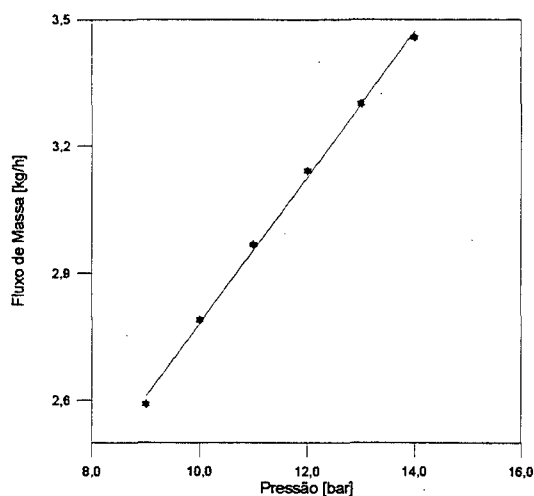


FIGURA A.1 – Fluxo de Massa vs. Pressão de Condensação.

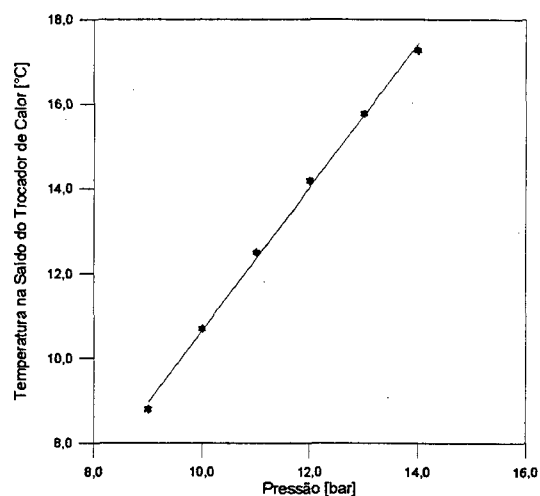


FIGURA A.2 – Temperatura na Saída do Trocador de calor vs. Pressão de Condensação.

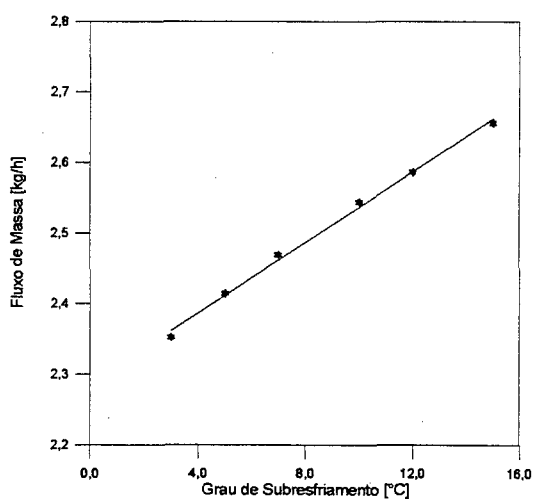


FIGURA A.3 – Fluxo de Massa vs. Grau de Subresfriamento.

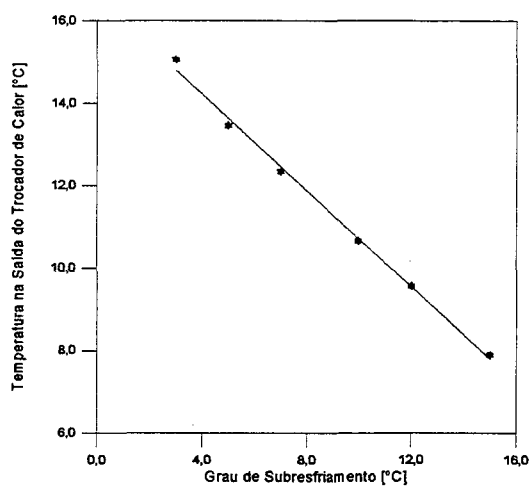


FIGURA A.4 – Temperatura na Saída do Trocador de Calor vs. Grau de Subresfriamento.

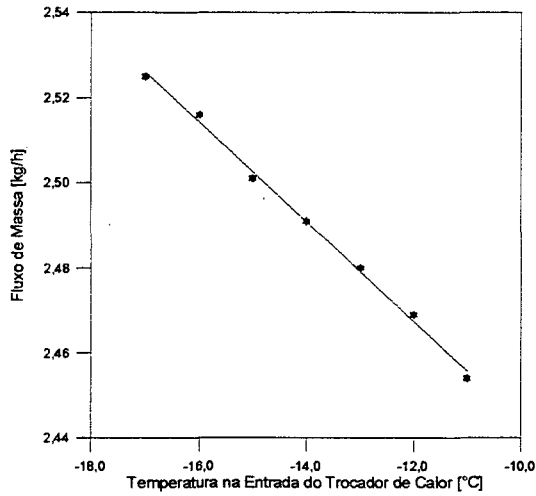


FIGURA A.5 – Fluxo de Massa vs. Temperatura na Entrada do Trocador de Calor.

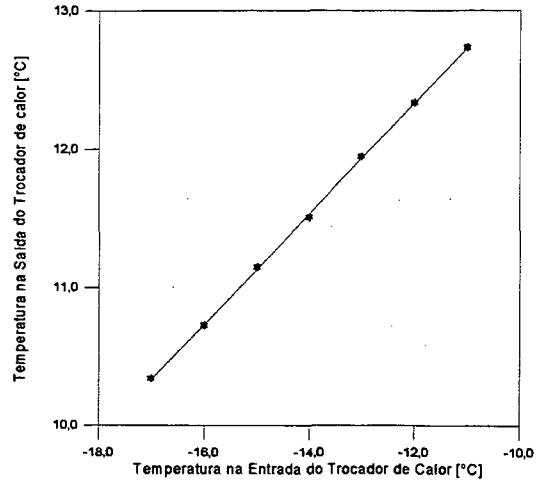


FIGURA A.6 – Temperatura na Saída do Trocador de Calor vs. Temperatura na Entrada do Trocador de Calor.

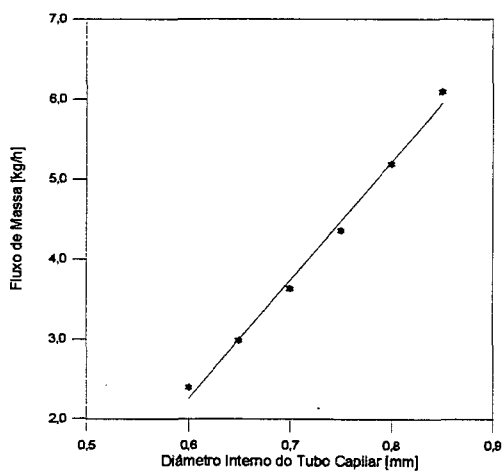


FIGURA A.7 – Fluxo de Massa vs. Diâmetro Interno do Tubo Capilar.

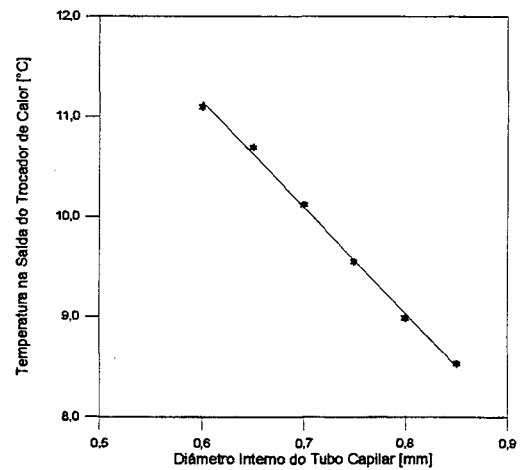


FIGURA A.8 – Temperatura na Saída do Trocador de vs. Diâmetro Interno do Tubo Capilar.

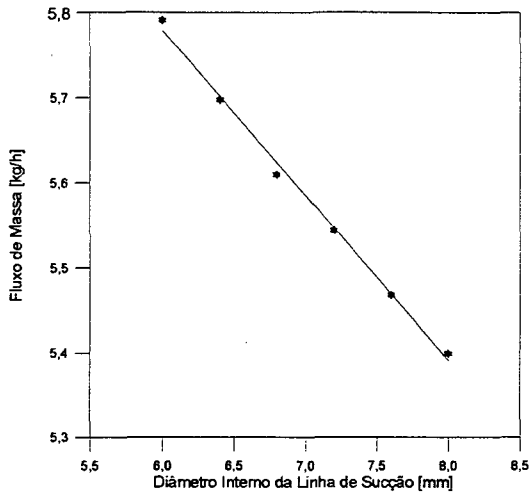


FIGURA A.9 – Fluxo de Massa vs. Diâmetro Interno da Linha de Sucção.

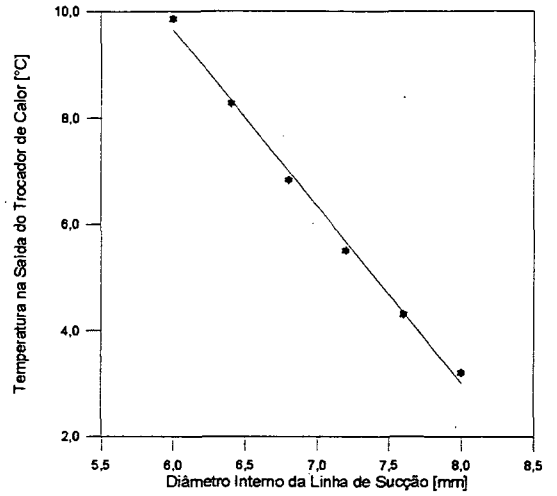


FIGURA A.10 – Temperatura na Saída do Trocador de vs. Diâmetro Interno da Linha de Sucção.

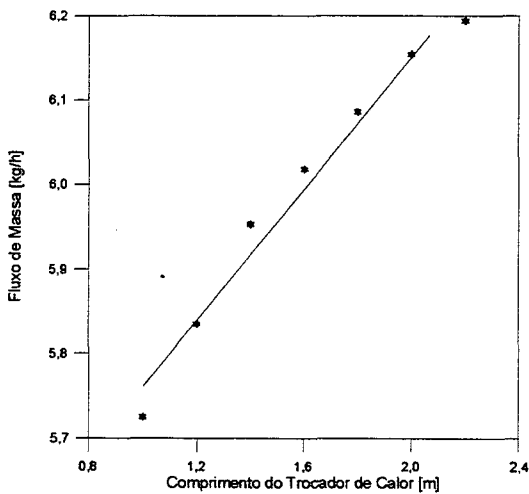


FIGURA A.11 – Fluxo de Massa vs. Comprimento do Trocador de Calor.

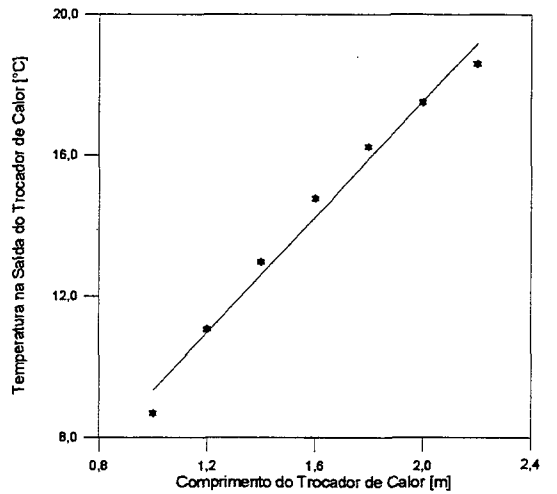


FIGURA A.12 – Temperatura na Saída do Trocador de Calor vs. Comprimento do Trocador de Calor.

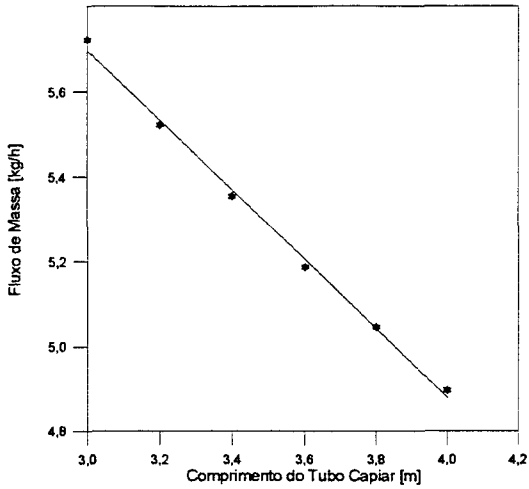


FIGURA A.13 – Fluxo de Massa vs. Comprimento do Tubo Capilar.

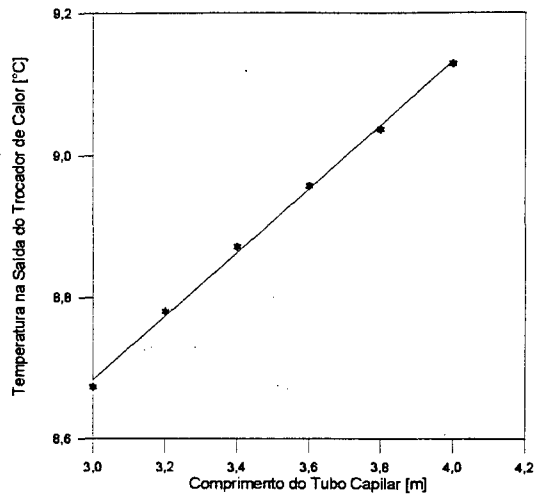


FIGURA A.14 – Temperatura na Saída do Trocador de Calor vs. Comprimento do Tubo Capilar.

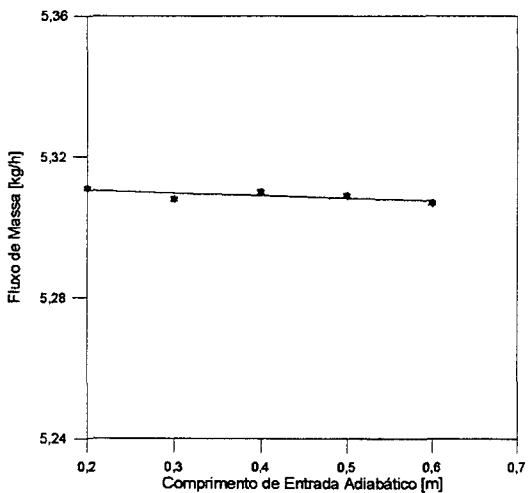


FIGURA A.15 – Fluxo de Massa vs. Comprimento de Entrada Adiabático.

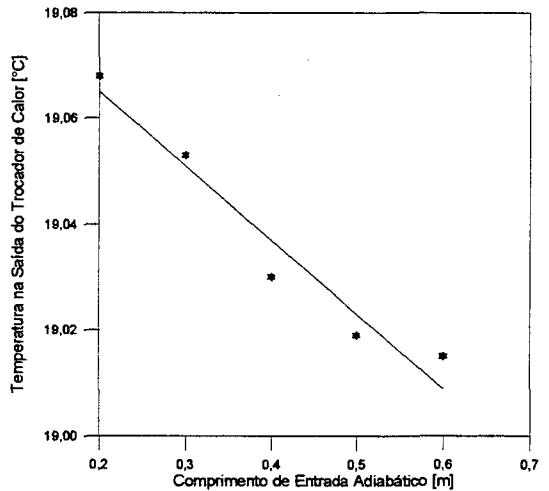


FIGURA A.16 – Temperatura na Saída do Trocador de Calor vs. Comprimento de Entrada Adiabático.

APÊNDICE B – NOMENCLATURA DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DA BETCnad

- **AE** - Aquecedor do evaporador tipo resistência aietada;
- **AETC** - Aquecedor na entrada do tubo capilar tipo resistência elétrica na forma de chicote;
- **AFO** - Aquecedor do filtro de óleo tipo resistência elétrica na forma de chicote;
- **ASL** - Aquecedor do separador de líquido tipo resistência elétrica na forma de chicote;
- **ASO** - Aquecedor dos separadores de óleo tipo resistência elétrica na forma de chicote;
- **BM** - Bomba;
- **BT** - Banho termostatizado;
- **CIS** - Cisterna;
- **COND** - Condensador a água, duplo tubo, contracorrente;
- **COMP1 E COMP2** - Compressores alternativos herméticos;
- **EVAP1** - Evaporador tipo duplo tubo, contracorrente;
- **EVAP2 E EVAP** - Evaporador tipo coiméia;
- **FILTRO** - Filtro secador;
- **FO** - Filtro de óleo com retorno manual;
- **MA** - Manômetro de alta tipo bourdon;
- **MB** - Manômetro de baixa tipo bourdon;
- **MS** - Misturador de líquido-vapor;
- **P1 e P2** - Pressostatos de alta;
- **RESF** - Resfriador da água do sub-resfriador;
- **RL** - Reservatório de líquido;
- **S1 - S3** - Válvulas de bloqueio para serviço tipo diafragma;
- **SL** - Separador de líquido;
- **SO1 e SO2** - Separadores de óleo com retorno automático;
- **SUB** - Sub-resfriador a água, duplo-tubo, contracorrente;

- **TCI** - Tubo capilar instrumentado (secção de teste);
- **TCNI** - Tubo capilar não-instrumentado;
- **V1 - V21** - Válvulas de bloqueio tipo diafragma;
- **VC** - Válvula da água de condensação tipo gaveta;
- **VDV** - Válvula de duas vias;
- **VENT** - Ventilador do evaporador;
- **VL** - Visor de líquido;
- **VG** - Válvula de controle tipo agulha;
- **VP1 E VP2** - Válvulas de expansão pressostáticas;
- **VPC** - Válvula pressostática de controle da água para o condensador;
- **VS** - Válvula tipo agulha (para controle da água para o sub-resfriador)

APÊNDICE C – PROTÓTIPOS DE SECÇÃO DE TESTES

A figura C.1 ilustra o primeiro protótipo de secção de testes considerado. Neste protótipo, as medições de temperatura na entrada e saída da linha de sucção foram realizadas com o sistema convencional de vedação (itens 8 e 10 da figura C.1). Mendonça (1996) observou que este sistema apresenta bons resultados apenas quando a temperatura da parede se encontra próxima da temperatura do fluido refrigerante. Acreditava-se, que devido a pequena região de contato existente entre o tubo capilar e a linha de sucção (itens 13 e 14 na figura C.1), esta diferença de temperatura fosse pequena. Resultados experimentais, entretanto, não comprovaram esta expectativa. As medições de temperatura na entrada e saída da linha de sucção foram realizadas respectivamente 40 mm a montante e a jusante do trocador de calor.

Com o objetivo de evitar a condução de calor no contato entre o tubo capilar e a linha de sucção, e desta forma evitar erros com as medições de temperatura, desenvolveu-se uma conexão isolante, mostrada em detalhes na figura C.2.

A figura C.3 mostra um segundo protótipo de secção de testes já utilizando as conexões isolantes. No ponto de contato entre o tubo capilar e a linha de sucção colocou-se um cilindro de teflon (item 3 figura C.2), com diâmetro de 15 mm. As demais partes do conjunto (todas de latão) tem o objetivo de vedar o trocador de calor, sem afetar o diâmetro interno do tubo capilar. As medições de temperatura na entrada e saída da linha de sucção foram mantidas nas mesmas posições do primeiro protótipo.

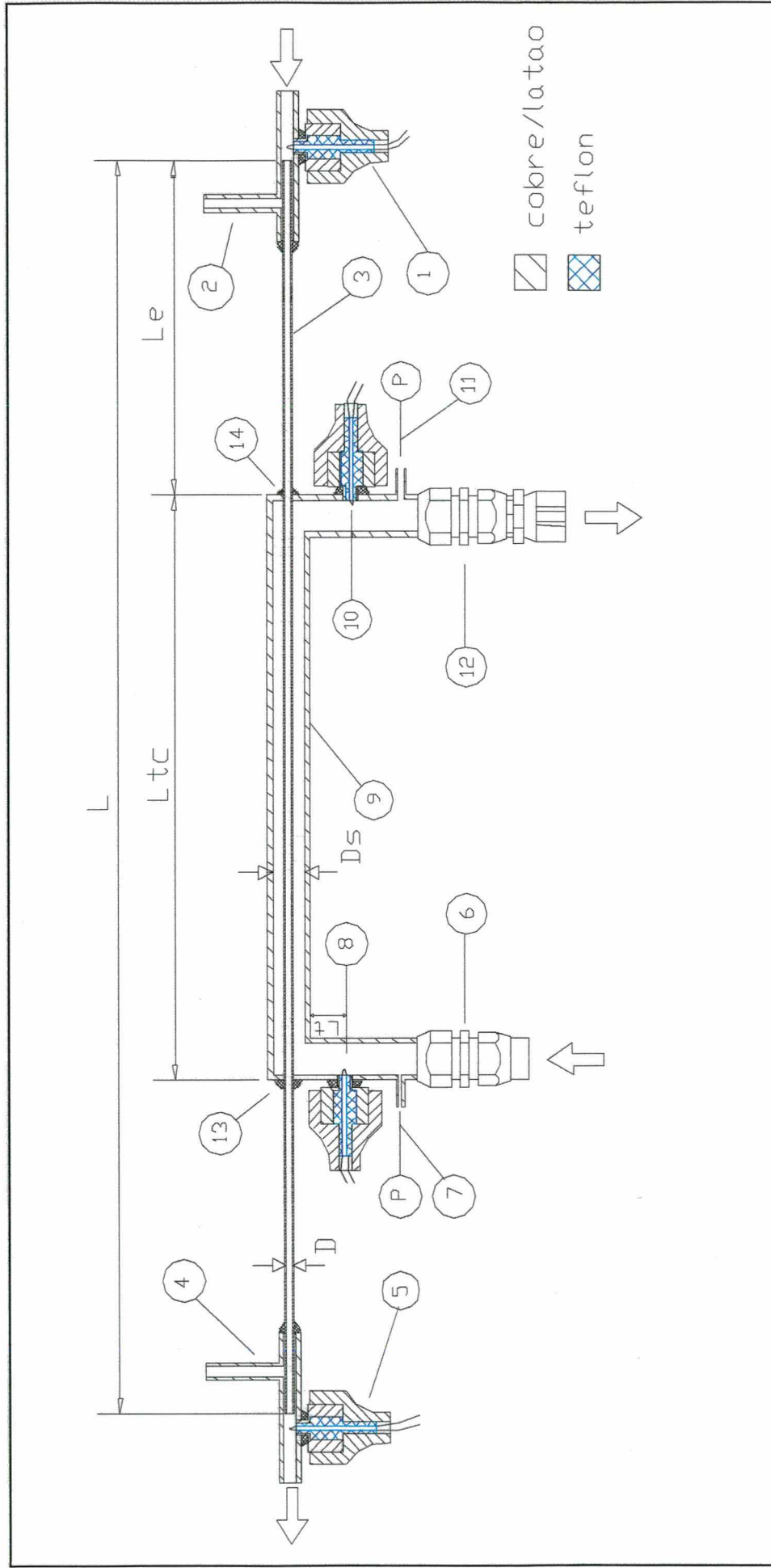


FIGURA C.1 – Desenho esquemático do primeiro protótipo de seção de testes.

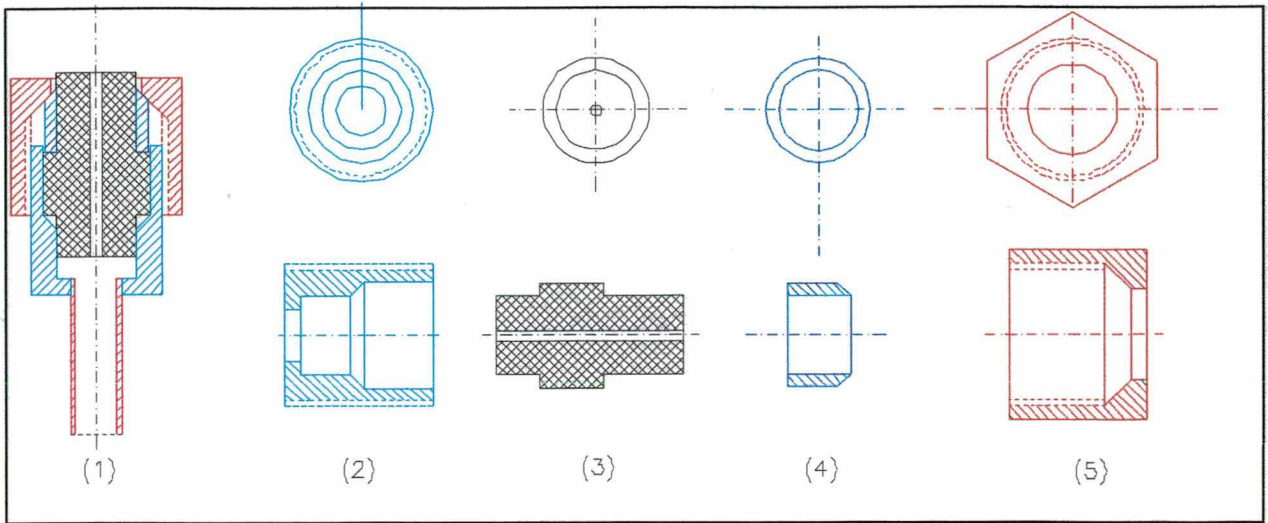


FIGURA C.2 – Esquema da conexão isolante.

Os experimentos realizados com este segundo protótipo mostraram que a conexão isolante apenas atenuou a condução de calor através da linha de sucção. A diferença de temperatura entre o fluido refrigerante e a parede da linha de sucção ainda era significativa, principalmente na região de entrada, o que poderia influenciar as indicações dos termopares. A conexão isolante não resolveu inteiramente o problema da condução de calor, mas facilitou a mudança no posicionamento do trocador de calor. É válido lembrar que no primeiro protótipo a estanqueidade do trocador de calor, na região de contato entre o tubo capilar e a linha de sucção, era garantida por meio de solda com estanho, a qual apresentava grandes problemas de resistência mecânica.

A experiência obtida com o trabalho de Mendonça (1996) mostrou ser de fundamental importância a correta medição das temperatura de entrada e saída da linha de sucção (parâmetros independente e dependente do projeto fatorial). Desta forma, optou-se por uma nova forma de medição da temperatura na entrada da linha de sucção, fazendo-se uso das caixas de medição anteriormente apresentadas.

A caixa de medição foi colocada na entrada da linha de sucção, o que permitiu a utilização de dois outros termopares. Um destes termopares foi inserido, cerca de 10 cm no interior da tubulação, ficando a junção deste termopar bem próxima do termopar 8.

Este procedimento teve como objetivo comparar as temperaturas indicadas pelos termopares 8 e 14 (figura C.3), de forma a verificar possíveis erros de medição. É

válido lembrar que próximo da junção do termopar 14 foi colocado um pequeno anel de teflon, com o objetivo de evitar que a junta do termopar tocasse nas paredes da linha de sucção.

Vários testes foram realizados quando comprovou-se que as indicações do termopar 14 diferiam do termopar 8. Isto levou a uma busca por uma nova estratégia de medição, que culminou com a utilização dos termopares de imersão, mencionados no item 4.3.

APÊNDICE D – Resultado da Calibração do Transdutor de Fluxo de Massa

Tabela D.1 – Pontos de calibração do SMFM

N° ponto	\dot{m}_p [kg/h]	\dot{m}_m [kg/h]	Es [kg/h]	DM (95) [kg/h]
01	1,226	1,153	0,073	$\pm 0,017$
02	3,299	3,180	0,118	$\pm 0,016$
03	5,244	5,065	0,179	$\pm 0,011$
04	7,247	6,998	0,249	$\pm 0,016$
05	8,603	8,320	0,283	$\pm 0,016$
06	6,387	6,182	0,204	$\pm 0,012$
07	4,158	4,026	0,132	$\pm 0,012$
08	3,182	3,078	0,104	$\pm 0,013$
09	2,166	2,084	0,082	$\pm 0,023$
10	1,233	1,122	0,111	$\pm 0,020$

\dot{m}_p = valor do fluxo de massa padrão;

\dot{m}_m = valor médio do fluxo de massa medido;

Es = erro sistemático;

DM(95) = $\pm s \times t$;

DM(95) = dispersão da medição enquadrando 95% dos valores;

s = desvio padrão;

t = fator de Student.

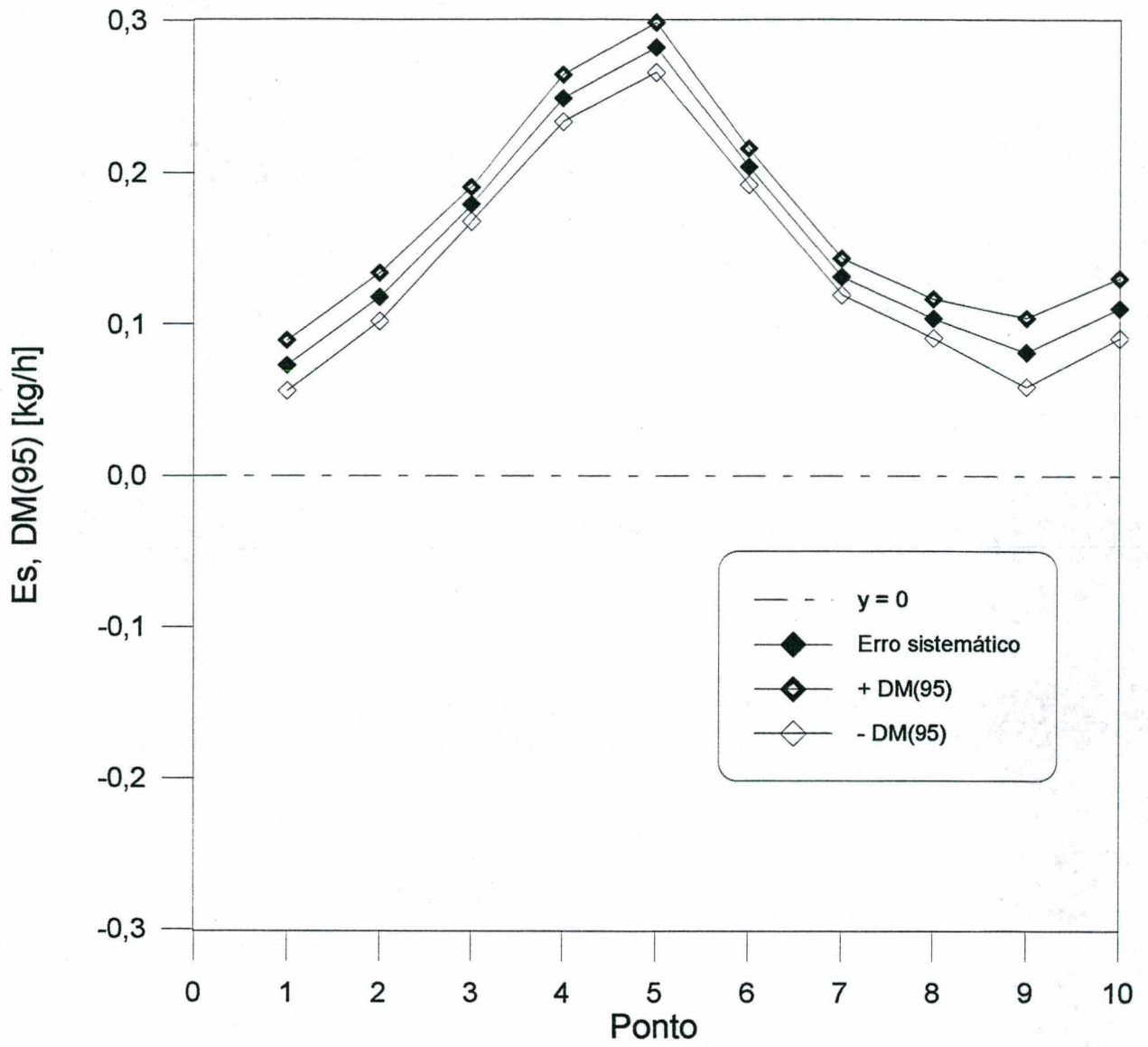


Figura D.1 – Curva de erros – calibração do SMFM

APÊNDICE E – Medições do diâmetro interno da linha de sucção

TABELA E.1 – Diâmetro externo 5/16”.

Amostra	Diâmetro interno
1A	6,31
2A	6,31
1B	6,30
2B	6,30
1C	6,29
2C	6,29
1D	6,30
2D	6,30
1E	6,29
2E	6,29
1F	6,30
2F	6,30
1G	6,28
2G	6,29
1H	6,30
2H	6,30
1I	6,30
2I	6,30

APÊNDICE F – Análise do Fluxo de Calor Através da Conexão de Teflon

Considere a seguinte geometria:

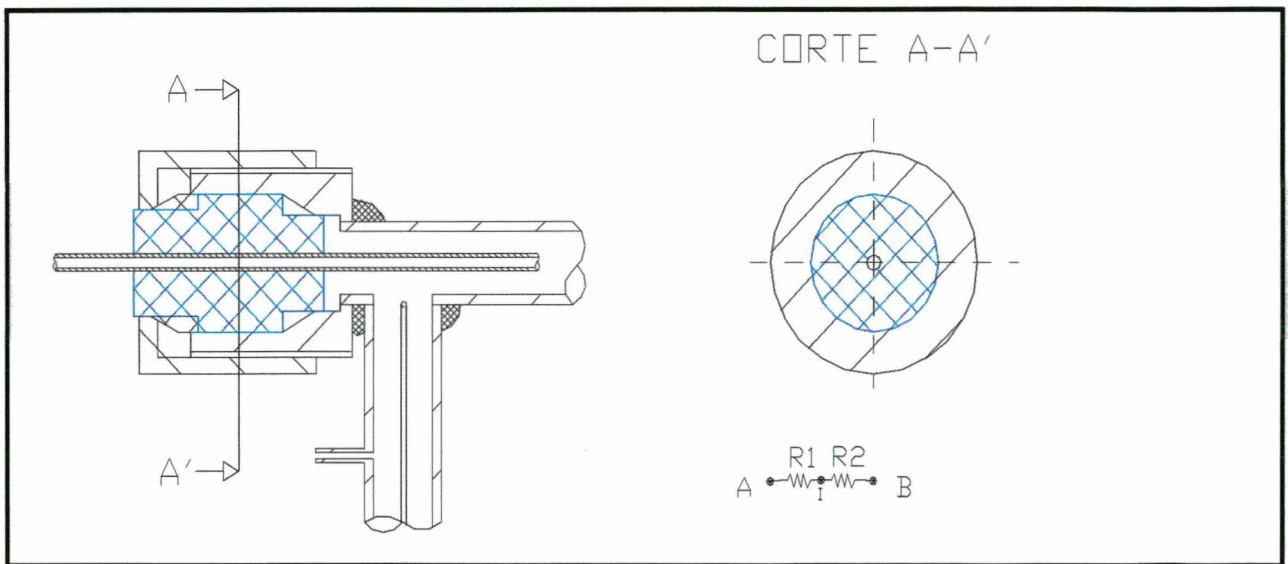


Figura F.1 - Ponto de contato entre o tubo capilar-linha de sucção.

O fluxo de calor que sai do tubo capilar e chega até a conexão isolante pode ser calculado por:

$$Q = \frac{t_A - t_i}{R_1} = \frac{t_i - t_B}{R_2} = \frac{t_A - t_B}{R} \quad (\text{F.1})$$

onde:

$$R = R_1 + R_2 \quad (\text{F.2})$$

e

$$R_1 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot H \cdot k_c} \ln \left(\frac{r_{LS,ext}}{r_{LS,int}} \right) \quad (\text{F.3})$$

$$R_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot H \cdot k_t} \ln \left(\frac{r_{t,ext}}{r_{c,ext}} \right) \quad (\text{F.4})$$

onde:

Q = fluxo de calor que sai do tubo capilar e chega à conexão isolante [W];

R = resistência térmica total [$W/^\circ C$];

R_1 = resistência térmica do suporte de cobre [$W/^\circ C$];

R_2 = resistência térmica do cilindro de teflon [$W/^\circ C$];

t_A = temperatura do ponto A [$^\circ C$];

t_B = temperatura do ponto B [$^\circ C$];

t_i = temperatura do ponto I [$^\circ C$];

$r_{LS,int}$ = raio externo do conjunto suporte do teflon = 25,0 mm;

$r_{LS,ext}$ = raio interno do conjunto suporte do teflon = 7,5 mm;

$r_{c,ext}$ = raio externo do tubo capilar = 1,0 mm;

$r_{t,ext}$ = raio externo do tarugo de teflon = 7,5 mm;

H = comprimento de contato, 25,0 mm;

k_c = condutividade térmica do cobre = 400 $W/m^\circ C$;

k_t = condutividade térmica do teflon = 0,35 $W/m^\circ C$.

Para a região de entrada da linha de sucção, foram feitas as seguintes considerações:

- Temperatura do ponto A é a temperatura do fluido refrigerante no tubo capilar, ponto 10 na figura 5.1, $t_A = 22,5^\circ C$ (região afastada do contato entre o tubo capilar e a linha de sucção);
- temperatura do ponto B é a temperatura do fluido refrigerante na entrada da linha de sucção, ponto 22 na figura 5.1, $t_B = -11,0^\circ C$;

Utilizando as relações F.1 a F.4, obtém-se $Q = 0,91 W$.

Para a região de saída da linha de sucção, foram feitas as seguintes considerações:

- Temperatura do ponto A é a temperatura do fluido refrigerante no tubo capilar, ponto 1 na figura 5.1, $t_A = 42,0 \text{ }^\circ\text{C}$ (região afastada do contato entre o tubo capilar e a linha de sucção);
- temperatura do ponto B é a temperatura do fluido refrigerante na saída da linha de sucção, ponto 43 na figura 5.1, $t_B = 26,0 \text{ }^\circ\text{C}$;

Utilizando as relações F.1 a F.4, obtém-se $Q = 0,43 \text{ W}$.

Os resultados apresentados permitem concluir que a condução de calor entre as paredes do capilar e da linha de sucção acontece com maior intensidade na região de entrada do trocador. Verifica-se também, com o auxílio da figura F.2, que seria necessário aumentar em 10 vezes o diâmetro do cilindro de teflon para reduzir em 50% a condução de calor na entrada do trocador.

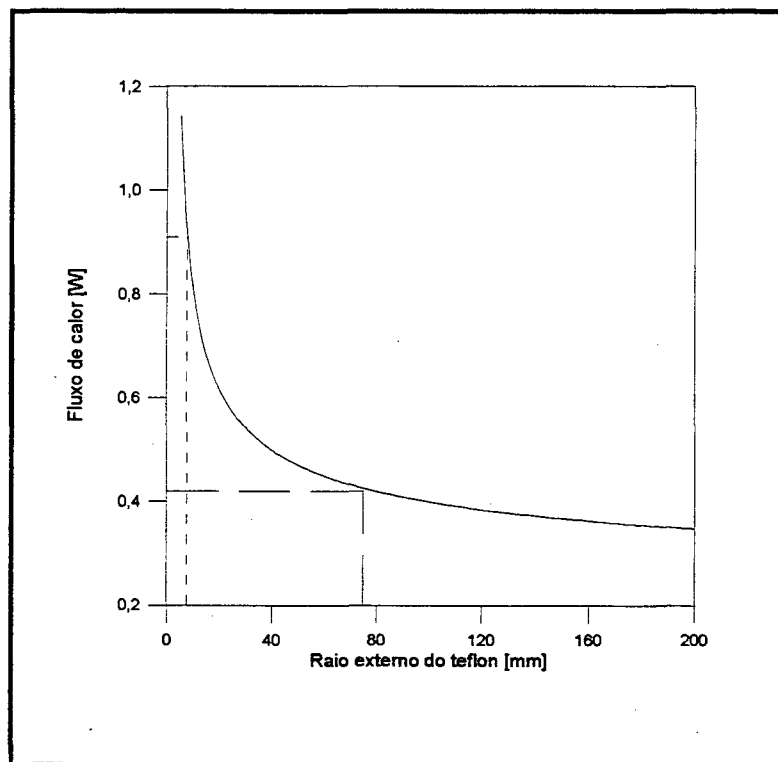


Figura F.2 - Redução no fluxo de calor com o aumento do raio externo do teflon.

APÊNDICE G – PROGRAMA CAPHEAT

G.1 – Introdução

Neste Apêndice, apresenta-se de forma sucinta, o modelo desenvolvido por Mezavila (1995) para simular o escoamento de fluidos refrigerantes em trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, denominado CAPHEAT. Esta apresentação tem por objetivo expor as equações governantes utilizadas na modelação matemática do fenómeno físico, as aproximações feitas pelo autor e o método de solução das equações.

G.2 – Hipóteses simplificativas e equações Governantes

Na modelação do problema, as seguintes hipóteses simplificativas foram consideradas:

- O tubo capilar é reto, horizontal e de secção transversal constante;
- Os efeitos de metaestabilidade são desconsiderados;
- O escoamento é um regime permanente e o fluido refrigerante é puro (isento de óleo);
- O escoamento bifásico é considerado homogêneo e,
- O escoamento é incompressível na região de líquido.

Estas hipóteses simplificativas são a base da modelação do problema físico, incluindo as equações governantes e as relações constitutivas.

Três são as regiões constituintes do trocador de calor, sendo elas: a região de contato entre a linha de sucção e o capilar e duas outras regiões onde o capilar troca calor apenas com o ambiente.

A seguir serão apresentadas as equações governantes.

Equações governantes para as regiões monofásicas:

Conservação da quantidade de movimento,

$$\frac{dP_{ab}}{dZ} = -\frac{f_{sp}}{2} \frac{G^2 \cdot v}{D} \quad (G.1)$$

A equação a seguir modela a distribuição de temperatura ao longo do trocador de calor.

$$\frac{dt_c}{dZ} = -\frac{1}{\dot{m} \cdot c_p} UA'_{c,s} (t_c - t_s) \quad (G.2)$$

Para o trocador de calor concêntrico, o coeficiente global de transferência de calor por unidade de comprimento é definido como:

$$UA'_{c,s} = \frac{1}{\frac{1}{h_c \cdot \pi \cdot D} + \frac{1}{h_s \cdot \pi \cdot D_{ext}}} \quad (G.3)$$

e para o trocador de calor do tipo lateral, este coeficiente é definido como:

$$UA'_{c,s} = \frac{1}{\frac{1}{h_c \cdot \pi \cdot D} + \frac{1}{h_s \cdot \pi \cdot D_{s_{int}}}} \quad (G.4)$$

Para as regiões de entrada e saída do tubo capilar, são utilizadas as seguintes equações:

$$\frac{dt}{dZ} = -\frac{1}{\dot{m} \cdot c_p} UA'_{c,\infty} \cdot (t_c - t_\infty) \quad (G.5)$$

$$UA'_{c,\infty} = \frac{1}{\frac{1}{h_c \cdot \pi \cdot D} + \frac{1}{h_\infty \cdot \pi \cdot D_{ext}}} \quad (G.6)$$

Para a linha de sucção, as equações G.7 e G.8 são válidas.

$$\frac{dt_s}{dZ} = \frac{UA'_{c,s} \cdot (t_c - t_s) + U_{s,\infty} \cdot \pi \cdot D_s \cdot (t_\infty - t_s)}{\dot{m} \cdot c_{p,s}} \quad (G.7)$$

$$U_{s,\infty} = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_\infty}} \quad (G.8)$$

O fator de atrito na região líquida é determinado através da equação proposta por Churchill (1977). O coeficiente de transferência de calor por convecção, para o escoamento de líquido no tubo capilar e de vapor superaquecido na linha de sucção, é determinado através da equação proposta por Gnielinski (1962).

Na modelação proposta por Mezavila (1995), a diferença básica entre os trocadores está na definição do coeficiente de transferência de calor, expresso através das equações G.3 e G.4. Para o trocador de calor concêntrico, Mezavila (1995) utilizou como área de troca a área externa do tubo capilar. Para o trocador de calor lateral, esta mesma área foi considerada como sendo a área interna da linha de sucção.

Como consequência, a transferência de calor no trocador lateral é maior do que no concêntrico. Esta hipótese é válida pois a alta condutividade térmica do cobre faz com que toda a parede da linha de sucção possa ser considerada isotérmica.

Deve-se ser ressaltar que na modelação do trocador de calor concêntrico, Mezavila (1995) não considerou o efeito do contato entre o tubo capilar e a linha de

sucção nas extremidades do trocador. Este contato tende a aumentar a temperatura da parede da linha de sucção, principalmente na região de entrada do trocador, com efeito sobre a temperatura do fluido e conseqüentemente sobre o desempenho do trocador.

A seguir são apresentadas as equações para a região bifásica.

Conservação da quantidade de movimento,

$$\frac{dP_b}{dz} = \frac{-\frac{f_{tp}}{2} \frac{G^2}{D_{int}} [x \cdot v_g + (1-x) \cdot v_f] + G^2 \cdot v_{fg} \frac{dx}{dz}}{1 + G^2 \left[x \cdot \frac{dv_g}{dP} + (1-x) \cdot \frac{dv_f}{dP} \right]} \quad (G.9)$$

Para a região do trocador de calor, tem-se a seguinte expressão para a equação da energia,

$$\frac{dx}{dZ} = \frac{-\frac{\delta}{\dot{m}} U \cdot A'_{c,s} \cdot (t_c - t_s) + \Psi \cdot \omega}{\phi \cdot \delta - \Psi \cdot \lambda} \quad (G.10)$$

e para as regiões de entrada e saída, tem-se,

$$\frac{dx}{dZ} = \frac{-\frac{\delta}{\dot{m}} U \cdot A'_{c,\infty} \cdot (t_c - t_\infty) + \Psi \cdot \omega}{\phi \cdot \delta - \Psi \cdot \lambda} \quad (G.11)$$

onde:

$$\phi = h_{fg} + G^2 \cdot v_{fg} \cdot [x \cdot v_g + (1-x) \cdot v_f]$$

$$\delta = 1 + G^2 \cdot \left[x \cdot \frac{dv_g}{dP} + (1-x) \cdot \frac{dv_f}{dP} \right]$$

$$\Psi = x \cdot \frac{dh_g}{dP} + (1-x) \cdot \frac{dh_f}{dP} + G^2 \cdot v \cdot \left[x \cdot \frac{dv_g}{dP} + (1-x) \cdot \frac{dv_f}{dP} \right]$$

$$\lambda = G^2 \cdot v_{fg}$$

$$\omega = \frac{f_{fp}}{2} \cdot \frac{G^2 \cdot v}{D}$$

$$v = x \cdot v_g + (1-x) \cdot v_f$$

Para a linha de sucção, tem-se,

$$\frac{dt_s}{dZ} = - \frac{UA'_{c,s} \cdot (t_c - t_s) + U_{s,\infty} \cdot \pi \cdot D_s \cdot (t_\infty - t_s)}{\dot{m} \cdot c_{p,s}} \quad (G.12)$$

Para a região bifásica, Mezavila (1995) estimou o fator de atrito através da correlação proposta por Erth (1970) (equação G.13). Esta equação é, entretanto, aplicada de forma discretizada, ou seja, os fatores de atrito locais são calculados em função do número de Reynolds e do título na entrada de cada incremento. A viscosidade é calculada de acordo com a equação G.14.

$$f_{fp} = \frac{3,1}{\sqrt{Re_{fp}}} \cdot \exp\left(\frac{1-x^{0,25}}{2,4}\right) \quad (G.13)$$

$$\mu_{fp} = x \cdot \mu_g + (1-x) \cdot \mu_f \quad (G.14)$$

O escoamento foi considerado bloqueado na posição onde ocorria um gradiente de pressão muito grande, mas finito.

G.3 – Metodologia de solução

Para a solução das equações diferenciais envolvidas, Mezavila, 1995, utilizou o método de Runge-Kutta de quarta ordem. Pode-se observar que o fluxo de massa está presente em todas as equações. Como o fluxo de massa não é previamente conhecido, procedimentos iterativos são necessários.

A equação da conservação da energia para a linha de sucção começa a ser resolvida a partir da saída do trocador de calor. Desta forma, a temperatura na saída da linha de sucção precisa ser estimada, uma vez que a temperatura disponível é a temperatura na entrada desta linha.

Mezavila (1995) utiliza o método de Newton-Raphson de duas variáveis. Os valores de fluxo de massa e da temperatura na saída da linha de sucção são então corrigidos, até que os critérios de convergência sejam atingidos.

APÊNDICE H – Comparação Numérico – Experimental

TABELA H.1 – Comparação numérico-experimental (capilar B – trocador de calor 03).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	$\dot{m}^{(exp)}$ [kg/h]	$\dot{m}^{(calc)}$ [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]
C13HC034	9,04	5,6	-23,1	-10,9	23,4	19,0	4,4	1,91	2,12	10,99
C13HC036	9,01	7,6	-23,2	-3,0	23,0	19,7	3,3	1,94	2,07	6,70
C13HC037	9,01	10,0	-23,2	-10,2	20,3	16,4	3,9	1,98	2,20	11,11
C13HC038	9,02	5,1	-23,1	-10,6	23,6	17,7	5,9	1,95	2,18	11,79
C13HC040	14,02	10,4	-23,0	-11,2	30,6	24,5	6,1	2,70	3,07	13,70
C13HC041	14,02	7,8	-23,0	-3,7	33,9	29,5	4,4	2,70	2,89	7,04
C13HC042	14,03	7,7	-23,1	-8,4	35,5	28,3	7,2	2,74	2,94	7,30
C13HC044	12,02	15,0	-23,0	-13,2	24,5	18,6	5,9	2,60	2,83	8,85
C13HC047	8,04	5,4	-23,2	-16,2	22,3	15,7	6,6	1,83	1,98	8,20
C13HC048	9,02	10,3	-23,0	-16,5	20,5	14,7	5,8	2,06	2,26	9,71

TABELA H.2 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar B – trocador de calor 04).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{elis} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	$\dot{m} (exp)$ [kg/h]	$\dot{m} (calc)$ [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]
C13HC050	8,97	10,0	-23,1	-10,8	13,0	11,6	1,4	1,81	2,14	18,23
C13HC052	9,02	5,5	-22,8	-11,2	15,5	13,9	1,6	1,80	2,06	14,44
C13HC053	8,97	7,6	-23,0	0,5	18,2	17,2	1,0	1,75	1,97	12,57
C13HC054	8,98	7,4	-23,1	-5,6	16,9	15,2	1,7	1,80	2,03	12,78
C13HC055	9,02	7,7	-23,1	-3,2	17,0	15,8	1,2	1,75	2,03	16,00
C13HC057	9,02	8,7	-23,0	-15,4	11,3	10,6	0,7	2,00	2,17	8,50
C13HC058	14,02	10,2	-23,1	-11,3	21,9	19,9	2,0	2,45	2,91	18,78
C13HC059	14,00	7,6	-23,2	-3,1	26,4	24,7	1,7	2,38	2,81	18,07
C13HC061	14,03	10,2	-22,9	-19,8	20,5	16,5	4,0	2,58	3,02	17,05
C13HC062	12,03	8,4	-23,0	-18,4	17,7	15,0	2,7	2,24	2,68	19,64
C13HC063	14,04	5,4	-23,0	-11,1	24,1	22,9	1,2	2,42	2,84	17,36
C13HC066	14,03	5,8	-22,9	-11,2	24,6	22,5	2,1	2,44	2,85	16,80
C13HC071	14,04	6,1	-23,0	-19,4	24,1	19,1	5,0	2,52	2,93	16,27

TABELA H.3 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar B – trocador de calor 05).

Teste	P _e [bar]	ΔS _{sub} [°C]	T _{evap} [°C]	T _{els} [°C]	T _{sis(exp)} [°C]	T _{sis(calc)} [°C]	ΔT [°C]	ṁ _(exp) [kg/h]	ṁ _(calc) [kg/h]	Δṁ %
C13HC075	9,04	7,7	-22,9	-2,7	22,8	21,9	0,9	1,80	2,15	19,44
C13HC076	9,02	5,4	-22,9	-16,4	23,0	21,0	2,0	1,95	2,27	16,41
C13HC077	9,01	10,2	-22,9	-16,9	19,8	17,6	2,2	2,02	2,35	16,34
C13HC078	9,02	10,1	-23,0	-11,9	20,7	18,6	2,1	1,98	2,29	15,66
C13HC079	8,98	10,1	-23,2	-11,1	20,8	18,7	2,1	1,98	2,27	14,65
C13HC080	9,02	5,5	-22,9	-12,1	24,1	21,8	2,3	1,95	2,22	13,85
C13HC081	9,02	5,0	-22,9	-9,3	24,8	22,8	2,0	1,93	2,18	12,95
C13HC082	9,00	5,8	-22,8	-11,3	24,0	21,6	2,4	1,91	2,22	16,23
C13HC084	14,02	7,7	-23,3	-3,3	34,1	33,4	0,7	2,53	2,97	17,39
C13HC086	13,97	5,8	-22,9	-11,0	34,5	33,2	1,3	2,54	3,02	18,90
C13HC091	9,01	3,2	-23,0	-8,0	26,8	24,0	2,8	1,87	2,13	13,90
C13HC092	14,01	7,8	-23,1	-3,3	35,0	33,3	1,7	2,51	2,98	18,73
C13HC093	14,02	10,2	-23,0	-11,0	32,8	30,1	2,7	2,62	3,10	18,32
C13HC094	14,02	6,6	-23,1	-11,0	34,7	32,6	2,1	2,60	3,04	16,92

TABELA H.4 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar B – trocador de calor 06).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{eis} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	\dot{m} (exp) [kg/h]	\dot{m} (calc) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ %
C13HC100	14,01	8,2	-23,0	-3,9	25,1	18,2	6,9	2,33	2,70	15,88
C13HC101	14,02	7,8	-23,0	-3,2	25,0	18,8	6,2	2,31	2,69	16,45
C13HC102	14,03	10,5	-23,0	-9,6	21,1	14,3	6,8	2,37	2,81	18,57
C13HC103	14,05	10,4	-22,9	-11,2	21,1	13,5	7,6	2,37	2,82	18,99
C13HC104	14,00	10,1	-22,9	-18,0	18,6	9,4	9,2	2,42	2,86	18,18
C13HC105	14,01	10,1	-23,1	-17,0	19,4	10,5	8,9	2,52	2,85	13,10
C13HC106	14,06	20,4	-22,9	5,9	21,5	18,0	3,5	2,46	2,95	19,92
C13HC107	14,05	6,9	-23,1	-11,0	24,1	15,1	9,0	2,38	2,72	14,29
C13HC108	14,04	6,8	-23,2	-17,1	21,9	11,9	10,0	2,41	2,77	14,94
C13HC109	9,02	7,5	-22,8	-2,6	18,7	12,5	6,2	1,76	1,92	9,09
C13HC110	9,00	10,3	-22,9	-11,1	14,9	7,0	7,9	1,88	2,06	9,57
C13HC111	9,04	5,7	-23,0	-11,1	17,0	9,1	7,9	1,81	1,94	7,18
C13HC112	9,00	10,0	-22,9	-16,5	13,8	4,5	9,3	1,88	2,09	11,17
C13HC113	9,05	10,3	-22,8	-16,8	12,6	4,3	8,3	1,91	2,11	10,47
C13HC114	8,98	5,0	-23,1	-15,7	16,4	7,0	9,4	1,85	1,95	5,41

TABELA H.5 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar A – trocador de calor 07).

Teste	P _e [bar]	ΔS _{ub} [°C]	T _{evap} [°C]	T _{eis} [°C]	T _{sis(exp)} [°C]	T _{sis(calc)} [°C]	ΔT [°C]	m _(exp) [kg/h]	m _(calc) [kg/h]	Δm %
C15HC001	9,06	7,7	-22,9	-1,2	14,7	14,3	0,4	5,02	4,85	-3,39
C15HC002	8,98	7,3	-23,0	-2,8	14,2	13,6	0,6	4,89	4,83	-1,23
C15HC003	9,02	9,9	-22,8	-11,1	9,4	8,4	1,0	5,29	5,20	-1,70
C15HC004	9,01	3,9	-23,0	-7,8	14,9	14,2	0,7	4,75	4,77	0,42
C15HC005	9,01	5,2	-22,9	-11,3	12,6	11,8	0,8	4,88	4,93	1,02
C15HC006	9,01	5,2	-23,1	-17,2	10,5	9,1	1,4	5,00	5,07	1,40
C15HC007	9,01	10,0	-23,0	-16,9	7,5	6,5	1,0	5,19	5,33	2,70
C15HC008	14,00	7,6	-23,0	-3,1	22,3	22,4	-0,1	6,33	6,69	5,69
C15HC009	14,01	5,5	-23,0	-11,2	20,4	19,7	0,7	6,38	6,74	5,64
C15HC010	14,00	5,0	-22,9	-17,0	17,6	17,2	0,4	6,46	6,83	5,73
C15HC011	14,05	10,0	-22,4	-17,3	13,7	12,2	1,5	6,67	7,06	5,85
C15HC012	14,05	10,2	-22,5	-11,1	17,0	14,8	2,2	6,59	6,94	5,31
C15HC013	9,02	10,1	-23,1	-11,4	9,7	9,0	0,7	5,22	5,23	0,19
C15HC015	9,01	10,2	-23,1	-11,1	9,5	9,1	0,4	5,01	5,21	3,99

TABELA H.6 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar A – trocador de calor 08).

Teste	P _e [bar]	ΔS _{sub} [°C]	T _{evap} [°C]	T _{eis} [°C]	T _{sis(exp)} [°C]	T _{sis(calc)} [°C]	ΔT [°C]	m _(exp) [kg/h]	m _(calc) [kg/h]	Δm %
C15HC017	9,01	7,8	-23,0	-2,9	21,1	20,3	0,8	5,08	5,18	1,97
C15HC018	9,01	10,2	-23,1	-11,4	17,1	16,4	0,7	5,73	5,54	-0,32
C15HC019	9,04	5,2	-23,2	-11,0	21,1	20,5	0,6	5,42	5,38	-0,74
C15HC020	9,00	10,1	-23,0	-17,3	16,2	15,2	1,0	5,61	5,74	2,32
C15HC021	9,02	4,8	-22,9	-17,2	19,9	19,1	0,8	5,13	5,34	4,09
C15HC022	9,02	3,0	-22,8	-8,0	23,1	22,3	0,8	5,04	5,17	2,58
C15HC023	14,02	10,1	-21,9	-10,3	28,6	28,3	0,3	7,14	7,50	5,04
C15HC024	14,03	5,3	-22,4	-10,2	32,1	31,9	0,2	6,96	7,30	4,89
C15HC025	13,99	5,1	-22,1	-16,0	30,7	30,4	0,3	7,05	7,42	5,25
C15HC026	14,00	9,7	-21,8	-15,7	27,4	27,0	0,4	7,22	7,62	5,54
C15HC027	13,95	7,5	-21,4	-1,9	32,0	32,4	-0,4	7,16	7,13	-0,42
C15HC028	14,04	5,0	-20,9	-17,1	30,3	30,3	0,0	7,37	7,46	1,22
C15HC029	14,00	5,2	-20,9	-17,0	30,1	30,0	0,1	7,35	7,46	1,50
C15HC030	14,02	5,0	-20,5	-14,5	30,8	30,9	-0,1	7,45	7,39	-0,81
C15HC033	12,01	10,1	-23,2	-18,2	20,6	22,0	-1,4	6,72	6,99	4,02

TABELA H.7 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar A – trocador de calor 09).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	$T_{\text{sis(exp)}}$ [°C]	$T_{\text{sis(calc)}}$ [°C]	ΔT [°C]	\dot{m} (exp) [kg/h]	\dot{m} (calc) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ %
C15HC034	9,03	7,5	-23,0	-3,0	12,8	10,7	2,1	4,56	4,65	1,97
C15HC035	9,01	5,1	-23,0	-11,2	10,1	7,1	3,0	4,57	4,64	1,53
C15HC036	9,00	5,5	-23,0	-18,3	6,6	2,7	3,9	4,69	4,80	2,35
C15HC037	9,02	4,9	-23,0	-17,1	7,1	3,7	3,4	4,67	4,74	1,50
C15HC038	9,02	10,4	-23,0	-11,1	7,3	4,7	2,6	5,03	5,02	-0,20
C15HC039	9,02	10,0	-23,0	-17,1	4,7	1,4	3,3	5,09	5,10	0,20
C15HC040	9,03	4,9	-22,9	-17,0	6,8	3,7	3,1	4,91	4,76	-3,05
C15HC041	14,02	9,9	-23,0	-16,9	10,5	7,2	3,3	6,58	6,80	3,34
C15HC042	14,01	5,0	-23,1	-17,0	13,2	9,3	3,9	6,29	6,35	0,95
C15HC043	14,01	5,2	-23,2	-11,0	16,5	12,9	3,6	6,18	6,33	2,43
C15HC044	14,02	10,1	-22,9	-11,2	14,0	10,7	3,3	6,40	6,71	4,84
C15HC045	13,99	7,8	-23,1	-3,1	19,2	16,3	2,9	6,19	6,39	3,23
C15HC048	11,98	15,5	-23,1	-18,3	4,9	1,9	3,0	6,17	6,52	5,67
C15HC050	9,01	2,9	-23,2	-1,0	14,8	13,7	1,1	4,41	4,24	-3,85

TABELA H.8 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar A – trocador de calor 10).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	$\dot{m}(exp)$ [kg/h]	$\dot{m}(calc)$ [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ %
C15HC051	9,03	9,9	-23,1	-11,2	14,4	12,6	1,8	5,27	5,40	2,47
C15HC052	9,04	9,9	-23,1	-10,8	14,6	12,8	1,8	5,27	5,39	2,28
C15HC053	9,04	7,7	-22,8	-2,9	19,1	16,8	2,3	4,92	5,01	1,83
C15HC054	9,03	5,0	-22,8	-11,1	18,6	15,4	3,2	4,98	5,09	2,21
C15HC055	9,01	4,9	-23,0	-16,8	16,7	13,4	3,3	5,06	5,23	3,36
C15HC056	9,01	10,2	-22,9	-17,2	13,8	10,0	3,8	5,23	5,50	5,16
C15HC057	12,02	15,4	-22,9	-17,6	15,3	12,2	3,1	6,56	6,90	5,18
C15HC058	14,05	10,2	-22,9	-10,9	23,9	21,4	2,5	6,90	7,19	4,20
C15HC060	14,02	5,1	-22,9	-17,0	25,3	22,1	3,2	6,80	7,04	3,53
C15HC061	13,95	9,7	-23,1	-17,1	22,5	19,0	3,5	6,92	7,28	5,20
C15HC062	14,03	7,6	-23,1	-2,9	27,3	26,0	1,3	6,63	6,85	3,32
C15HC063	14,01	10,0	-23,1	-10,9	23,4	21,5	1,9	6,78	7,17	5,75

TABELA H.9 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar C – trocador de calor 11).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	\dot{m} (exp) [kg/h]	\dot{m} (calc) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ %
C16HC001	9,00	7,8	-23,1	-2,9	18,8	16,5	2,3	5,75	5,82	1,22
C16HC002	9,00	10,1	-22,9	-10,9	15,0	12,1	2,9	6,01	6,21	3,33
C16HC003	9,02	10,3	-22,8	-16,2	13,6	9,8	3,8	6,09	6,38	4,76
C16HC004	9,01	10,3	-22,8	-16,8	13,5	9,6	3,9	6,08	6,39	5,10
C16HC005	9,01	9,9	-23,1	-17,0	13,6	9,7	3,9	6,31	6,38	1,11
C16HC006	9,00	5,0	-23,1	-17,1	16,7	12,7	4,0	6,21	6,08	-2,09
C16HC007	8,99	5,2	-23,1	-11,0	18,5	14,9	3,6	5,98	5,90	-1,34
C16HC008	9,01	3,0	-23,0	-7,7	20,7	17,6	3,1	5,86	5,65	-3,58
C16HC009	14,00	10,1	-20,8	-11,0	24,3	20,8	3,5	7,92	8,30	4,80
C16HC010	14,01	9,9	-20,5	-17,0	22,6	18,4	4,2	8,02	8,46	5,49
C16HC011	14,04	7,7	-20,8	-2,9	28,5	25,6	2,9	7,95	7,93	-0,25
C16HC012	14,06	5,4	-20,9	-11,0	27,4	23,8	3,6	7,96	8,01	0,63
C16HC013	13,99	5,2	-20,8	-17,0	25,6	21,4	4,2	8,08	8,14	0,74
C16HC016	12,07	7,9	-21,9	-17,3	15,6	12,3	3,3	7,89	7,99	1,27

TABELA H.10 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar C – trocador de calor 12).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{eis} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	\dot{m} (exp) [kg/h]	\dot{m} (calc) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]
C16HC017	9,03	10,3	-23,1	-11,2	7,3	3,4	3,9	5,83	5,78	-0,86
C16HC018	9,02	10,1	-22,9	-16,7	4,4	0,1	4,3	5,91	5,86	-0,85
C16HC019	9,01	5,3	-23,1	-16,9	6,6	1,9	4,7	5,59	5,46	-2,33
C16HC020	9,03	5,2	-23,1	-11,0	9,7	5,6	4,1	5,49	5,33	-2,91
C16HC021	9,00	3,3	-23,1	-8,1	12,1	8,1	4,0	5,32	5,07	-4,70
C16HC022	9,02	7,8	-23,0	-3,0	12,3	9,4	2,9	5,46	5,38	-1,47
C16HC023	13,98	5,4	-23,0	-11,4	16,1	10,5	5,6	7,31	7,21	-1,37
C16HC024	14,04	10,1	-22,2	-10,6	13,6	9,2	4,4	7,57	7,66	1,19
C16HC025	14,06	10,5	-21,9	-17,2	9,5	4,7	4,8	7,83	7,82	-0,13
C16HC026	14,03	5,0	-22,9	-11,2	15,2	10,9	4,3	7,42	7,19	-3,10
C16HC027	14,03	5,4	-22,7	-17,5	11,7	6,6	5,1	7,55	7,35	-2,65
C16HC028	14,04	7,3	-23,0	-2,9	18,2	15,1	3,1	7,40	7,25	-2,03
C16HC030	12,05	7,4	-22,9	-7,8	10,7	7,2	3,5	7,39	7,29	-1,35

TABELA H.11 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar C – trocador de calor 13).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	$\dot{m}_{(exp)}$ [kg/h]	$\dot{m}_{(calc)}$ [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ %
C16HC032	9,01	8,0	-22,8	-3,5	13,2	12,5	0,7	5,75	5,66	-1,57
C16HC033	9,02	10,1	-22,8	-11,1	8,4	7,6	0,8	6,01	6,02	0,17
C16HC034	9,02	5,1	-23,1	-10,9	11,0	10,2	0,8	5,70	5,65	-0,88
C16HC035	9,01	5,1	-23,0	-17,1	8,7	7,1	1,6	5,87	5,80	-1,19
C16HC036	9,01	10,0	-23,0	-16,1	6,4	5,1	1,3	6,07	6,13	0,99
C16HC037	9,00	10,2	-23,0	-16,8	5,9	4,6	1,3	6,07	6,15	1,32
C16HC038	14,05	7,5	-22,3	-3,2	21,2	20,3	0,9	7,41	7,64	3,10
C16HC039	14,02	10,1	-21,4	-11,3	15,8	14,7	1,1	7,75	8,03	3,61
C16HC040	14,01	10,0	-21,2	-17,0	13,1	11,7	1,4	7,86	8,14	3,56
C16HC041	14,01	9,9	-21,2	-15,2	14,0	12,7	1,3	7,81	8,10	3,71
C16HC042	13,92	5,0	-22,3	-11,0	18,5	17,4	1,1	7,44	7,58	1,88
C16HC043	14,03	5,4	-21,8	-17,2	15,4	14,0	1,4	7,61	7,81	2,63

TABELA H.12 – Comparação numérica-experimental (tubo capilar C – trocador de calor 14).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	$\dot{m}_{(exp)}$ [kg/h]	$\dot{m}_{(calc)}$ [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ %
C16HC047	8,99	10,3	-22,9	-10,8	16,6	15,9	0,7	6,54	6,45	-1,40
C16HC060	12,04	15,1	-20,8	-5,4	21,7	21,1	0,6	7,94	7,93	-0,13
C16HC061	11,99	15,2	-21,0	-5,5	21,5	21,0	0,5	7,91	7,91	0,0
C16HC062	14,11	13,8	-18,2	-6,1	26,2	25,9	0,3	8,74	8,73	0,11

TABELA H.13 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar D – trocador de calor 15).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	\dot{m} (exp) [kg/h]	\dot{m} (calc) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ %
C17HC001	13,99	10,1	-22,9	-11,2	28,2	27,2	1,0	3,23	3,40	5,26
C17HC003	9,03	7,5	-23,0	-3,1	22,7	19,9	2,8	2,30	2,40	4,34
C17HC005	9,00	10,2	-23,1	-17,0	18,0	12,9	5,1	2,56	2,61	1,95
C17HC006	9,02	10,2	-23,3	-11,0	19,0	16,3	2,7	2,49	2,55	2,40
C17HC008	9,02	10,4	-23,0	-11,3	19,0	16,0	3,0	2,53	2,66	5,13
C17HC015	14,06	10,4	-23,0	-17,1	27,6	26,5	1,1	3,26	3,43	5,21

TABELA H.14 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar D – trocador de calor 16).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	\dot{m} (exp) [kg/h]	\dot{m} (calc) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ %
C17HC019	9,00	7,9	-23,2	-2,9	17,8	11,8	6,0	2,26	2,27	0,44
C17HC020	9,01	10,5	-23,0	-11,0	11,8	6,5	5,3	2,36	2,44	3,39
C17HC021	9,01	5,4	-23,0	-10,9	14,1	8,8	5,3	2,27	2,28	0,44
C17HC022	9,03	5,4	-23,0	-16,7	12,5	5,9	6,6	2,29	2,34	2,18
C17HC023	9,00	10,2	-23,1	-17,2	9,2	3,7	5,5	2,39	2,48	3,77
C17HC024	9,02	10,2	-23,0	-17,1	9,7	3,4	6,3	2,39	2,47	3,35
C17HC025	9,01	10,1	-22,8	-16,5	10,4	3,9	6,5	2,41	2,48	2,90
C17HC026	9,01	3,0	-23,0	-5,2	17,2	12,9	4,3	2,26	2,14	-5,31
C17HC027	9,01	7,2	-23,0	-11,8	14,0	7,8	6,2	2,33	2,39	2,58
C17HC028	9,02	5,6	-23,1	-10,8	14,2	9,0	5,2	2,30	2,31	0,43
C17HC029	14,00	7,9	-23,2	-3,2	23,1	18,6	4,5	2,92	3,12	6,85
C17HC030	14,00	9,6	-23,0	-11,0	18,9	13,7	5,2	3,00	3,25	8,33
C17HC031	14,05	5,5	-23,0	-11,1	21,7	15,6	6,1	2,95	3,13	6,10
C17HC033	14,02	5,6	-23,2	-16,3	18,7	12,6	6,1	3,01	3,17	5,32

TABELA H.15 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar D – trocador de calor 17).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	\dot{m} (exp) [kg/h]	\dot{m} (calc) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ %
C17HC037	9,03	7,5	-23,1	-3,1	18,6	14,0	4,6	2,22	2,33	4,95
C17HC038	9,02	10,0	-23,3	-10,8	15,0	11,4	3,6	2,40	2,52	5,00
C17HC039	9,02	5,0	-23,2	-10,8	17,1	14,3	2,8	2,25	2,39	6,22
C17HC040	9,01	3,9	-23,1	-8,0	18,7	16,3	2,4	2,26	2,34	3,54
C17HC041	9,02	10,3	-22,8	-16,2	13,1	9,3	3,8	2,56	2,61	1,95
C17HC042	9,01	5,4	-23,0	-17,0	15,9	11,7	4,2	2,51	2,50	-0,40
C17HC043	9,01	5,6	-22,8	-18,0	15,5	11,2	4,3	2,52	2,52	0,00
C17HC044	9,00	10,3	-22,9	-17,1	12,7	8,8	3,9	2,55	2,61	2,35
C17HC045	8,99	5,4	-23,1	-17,2	15,3	11,7	3,6	2,52	2,49	-1,19
C17HC046	13,98	7,6	-22,9	-3,1	26,4	25,0	1,4	3,03	3,26	7,59
C17HC047	14,06	10,8	-23,1	-11,5	22,1	19,5	2,6	3,16	3,43	8,54
C17HC048	13,97	5,0	-23,0	-11,2	25,5	22,9	2,6	3,07	3,26	6,19
C17HC049	14,06	10,5	-23,1	-16,9	20,5	17,3	3,2	3,15	3,49	10,79
C17HC050	14,00	5,4	-23,2	-17,3	22,9	20,1	2,8	3,06	3,34	9,15

TABELA H.16 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar D – trocador de calor 18).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	$\dot{m}_{(exp)}$ [kg/h]	$\dot{m}_{(calc)}$ [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ %
C17HC053	8,99	7,4	-23,0	-6,0	24,1	22,3	1,8	2,56	2,56	0,00
C17HC054	9,03	5,3	-23,0	-11,0	24,9	23,0	1,9	2,53	2,61	3,16
C17HC055	9,06	10,4	-23,1	-11,1	20,9	19,2	1,7	2,49	2,71	8,84
C17HC056	9,03	10,3	-23,1	-16,8	19,4	18,2	1,2	2,85	2,78	-2,46
C17HC057	9,01	5,4	-23,1	-17,0	22,8	21,8	1,0	2,84	2,70	-4,93
C17HC058	9,00	3,0	-23,0	-8,0	26,7	25,1	1,6	2,38	2,51	5,46
C17HC059	9,03	8,0	-23,0	-3,0	23,9	22,3	1,6	2,38	2,54	6,72
C17HC060	13,98	10,1	-22,7	-10,9	32,2	31,4	0,8	3,32	3,63	9,34
C17HC061	14,03	10,2	-23,1	-10,8	32,2	31,5	0,7	3,31	3,63	9,67
C17HC062	14,03	5,3	-23,1	-10,9	35,5	35,3	0,2	3,26	3,53	8,28
C17HC063	13,98	5,2	-23,0	-16,5	35,3	34,4	0,9	3,32	3,60	8,43
C17HC065	14,00	7,7	-23,2	-3,3	35,6	34,9	0,7	3,21	3,47	8,10
C17HC070	12,05	11,0	-23,4	2,9	29,5	28,9	0,6	2,85	3,11	9,12
C17HC071	12,07	11,1	-28,0	3,26	29,9	28,9	1,0	2,81	3,10	10,32

TABELA H.17 – Comparação numérico-experimental (tubo capilar D – trocador de calor 19).

Teste	P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{e1s} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	\dot{m} (exp) [kg/h]	\dot{m} (calc) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ %
C17HC072	9,06	6,0	-22,9	-11,1	20,7	18,5	2,2	2,29	2,51	9,61
C17HC073	9,00	5,7	-23,1	-11,0	20,7	18,7	2,0	2,26	2,49	10,18
C17HC074	8,99	10,0	-23,1	-17,1	16,9	14,1	2,8	2,48	2,66	7,26
C17HC075	13,96	10,3	-23,0	-11,0	25,9	25,5	0,4	3,23	3,49	7,45
C17HC076	13,98	10,2	-23,1	-11,0	26,0	25,6	0,4	3,26	3,48	6,75
C17HC077	14,00	5,7	-23,2	-16,9	27,3	26,9	0,4	3,17	3,45	8,83
C17HC079	8,99	7,7	-28,0	-3,1	21,1	19,5	1,6	2,32	2,43	4,74
C17HC080	9,04	10,3	-28,0	-10,9	19,0	15,8	3,2	2,39	2,60	8,79
C17HC081	9,05	10,3	-23,1	-12,0	18,5	15,4	3,1	2,62	2,62	0,00

TABELA H.18 – Comparação numérico-experimental tubo capilar B – trocador de calor 20.

Teste	P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{e1s} [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	$T_{sis(calc)}$ [°C]	ΔT [°C]	\dot{m} (exp) [kg/h]	\dot{m} (calc) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ %
C15HC066	9,04	8,5	-22,9	-10,1	13,5	11,3	2,2	5,33	5,15	-3,38
C15HC067	8,99	5,9	-22,9	-5,8	16,4	14,6	1,8	5,05	4,86	-3,76
C15HC068	9,04	10,0	-22,9	-6,5	14,0	12,1	1,9	5,26	5,14	-2,28
C15HC069	9,05	5,2	-23,2	-5,8	17,1	15,1	2,0	5,03	4,84	-3,78
C15HC070	14,03	10,2	-22,7	-11,0	19,9	17,9	2,0	7,04	7,05	0,14
C15HC071	14,04	7,9	-22,9	-11,7	20,8	18,9	1,9	6,95	6,93	-0,29
C15HC072	14,03	5,2	-22,9	-11,0	22,7	21,5	1,2	6,83	6,75	-1,17

APÊNDICE I – Comparação Perfis de temperatura Numérico – Experimental

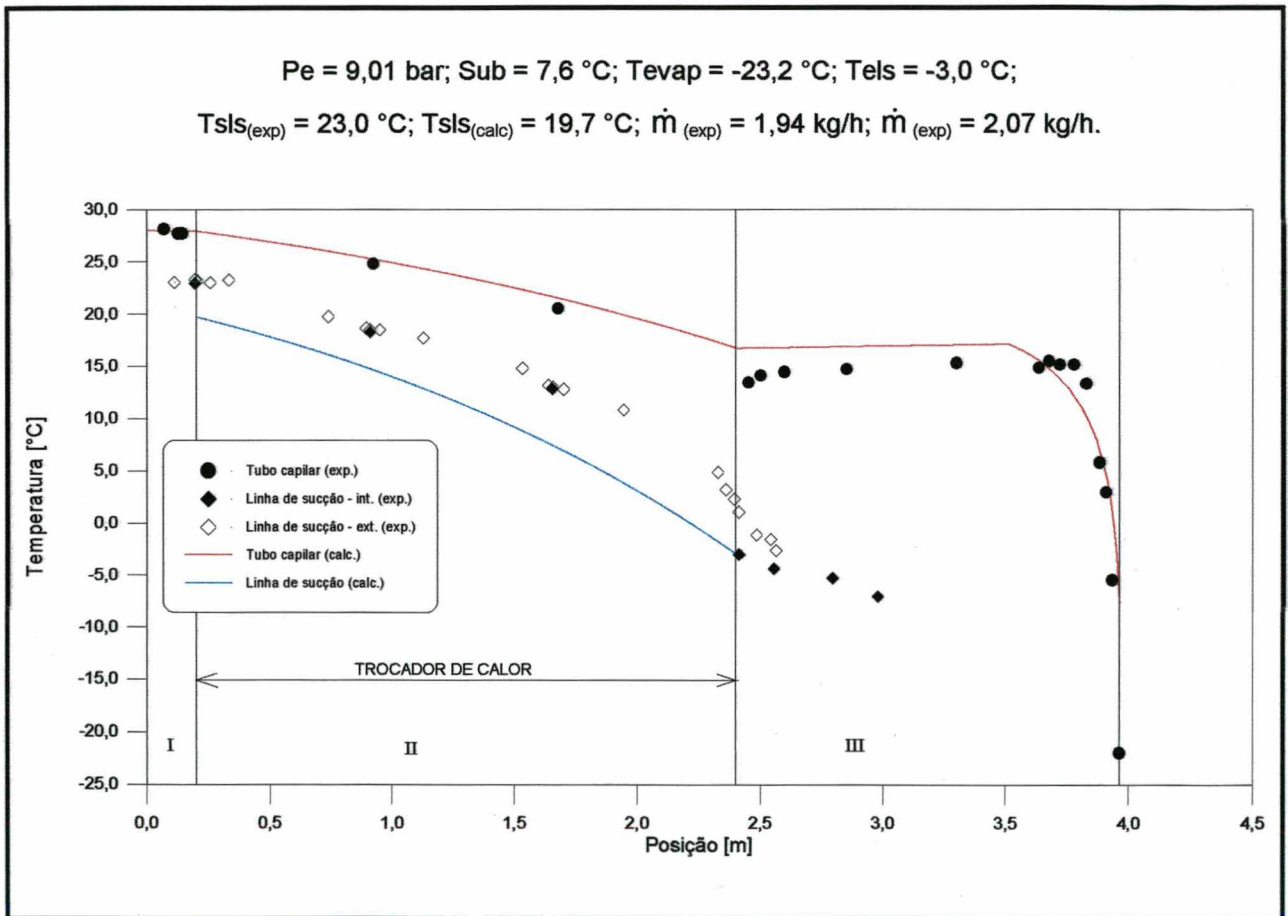


FIGURA I.1 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar B – TC 03)

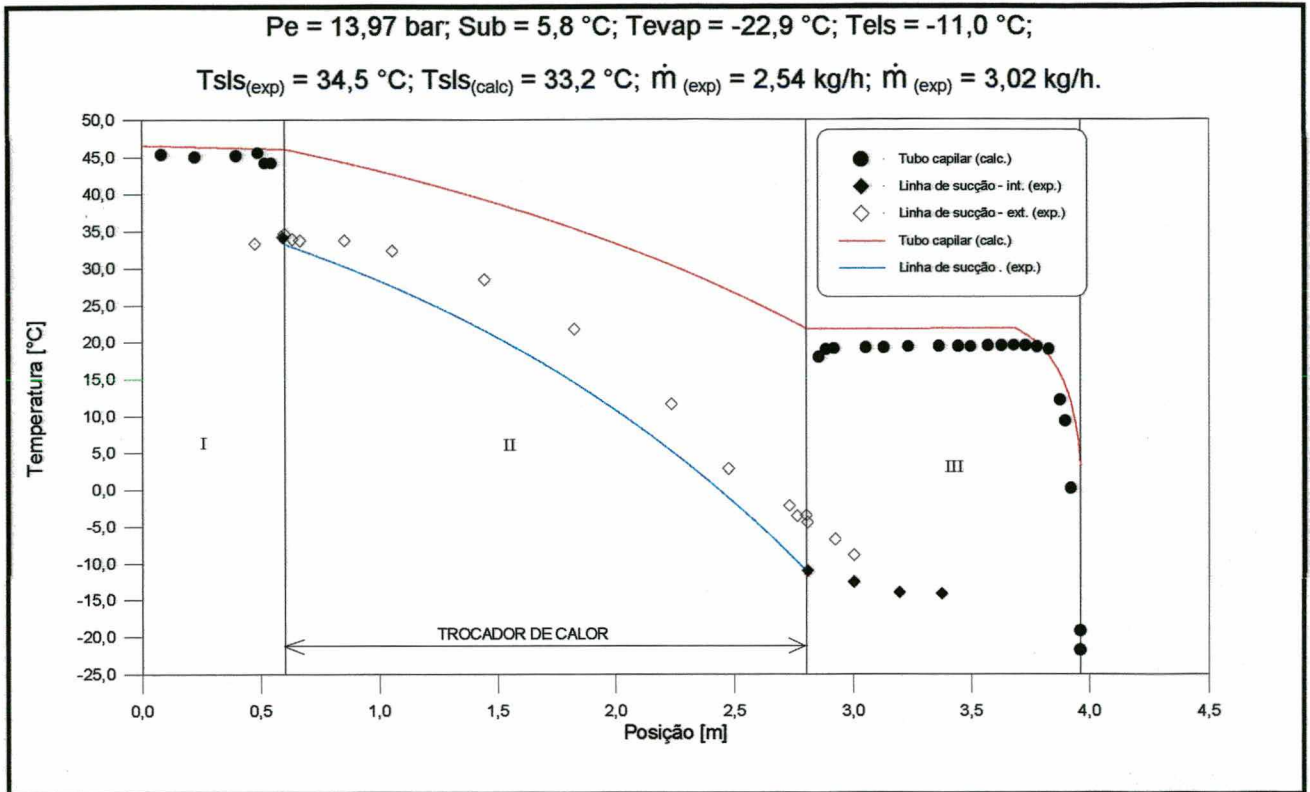


FIGURA I.2 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar B – TC 05)

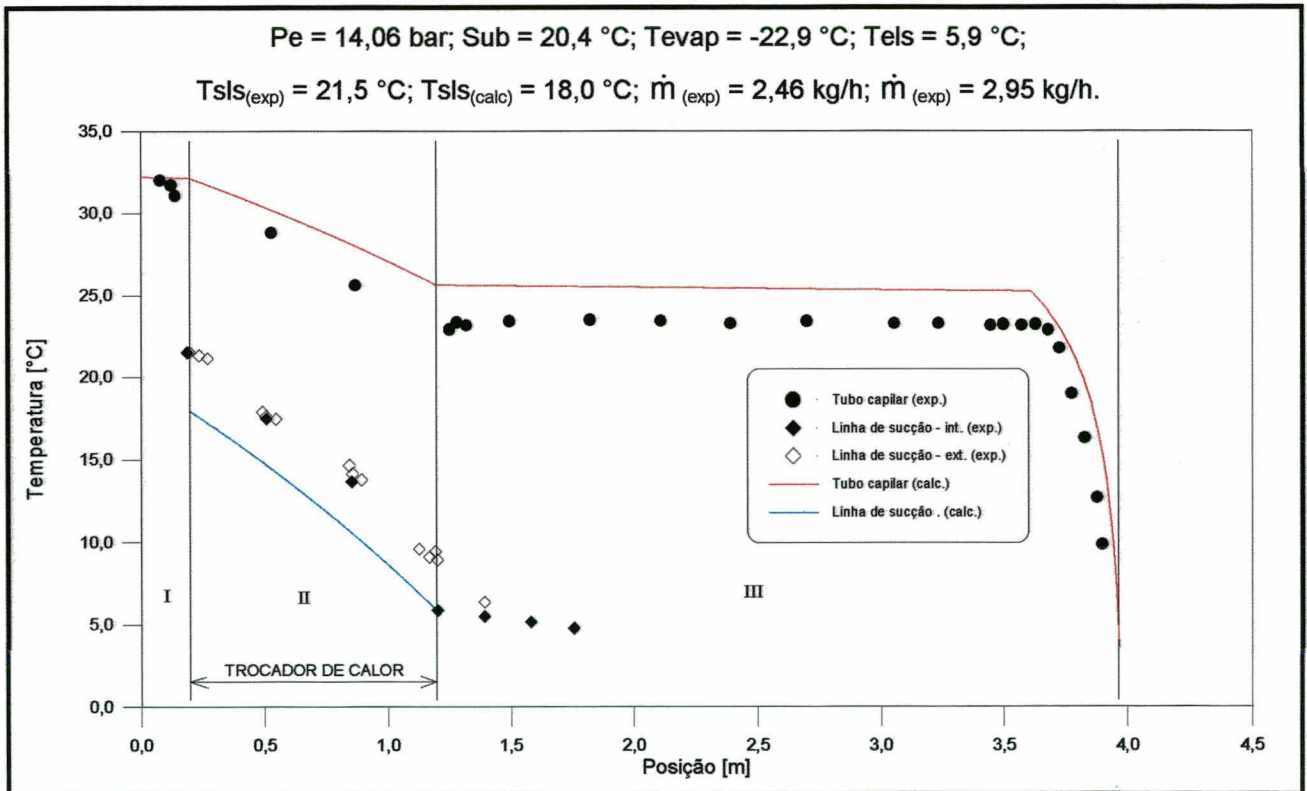


FIGURA I.3 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar B – TC 06)

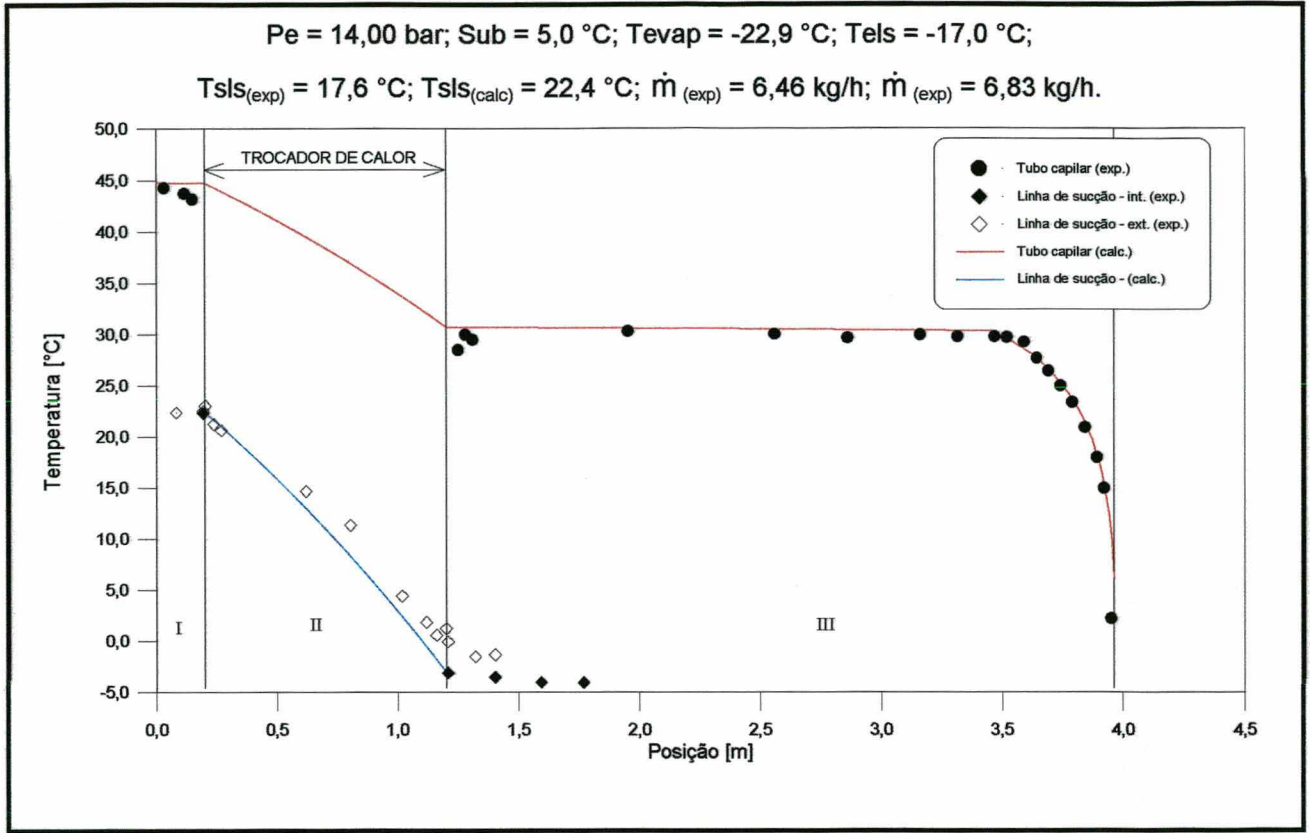


FIGURA I.4 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar A – TC 07)

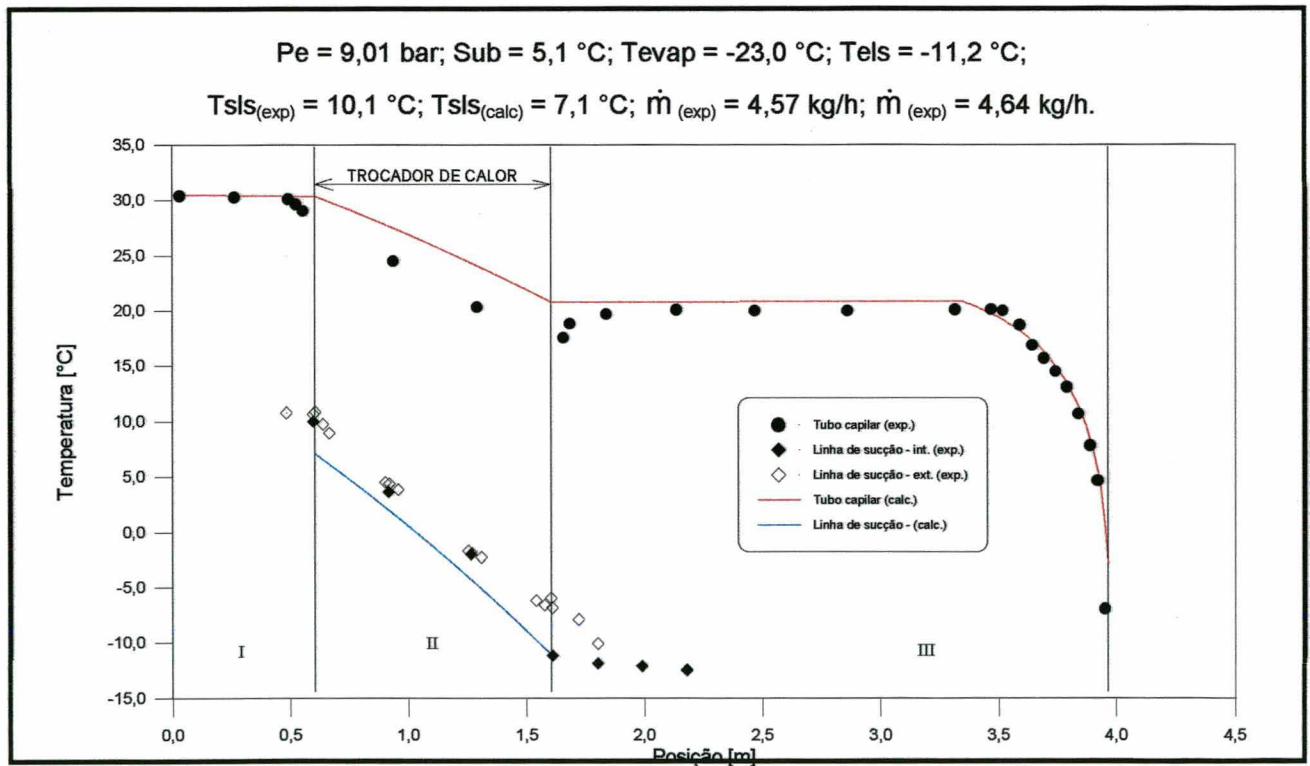


FIGURA I.5 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar A – TC 09)

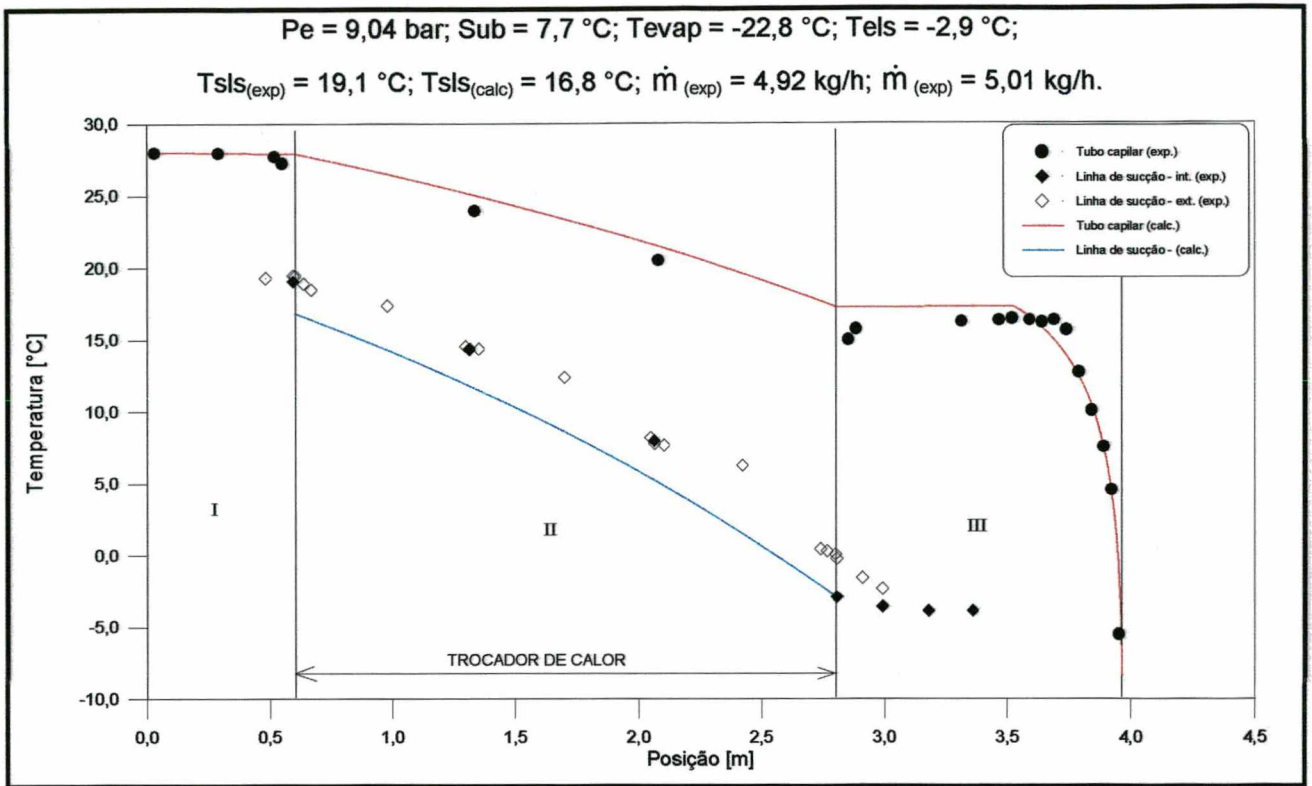


FIGURA I.6 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar A – TC 10)

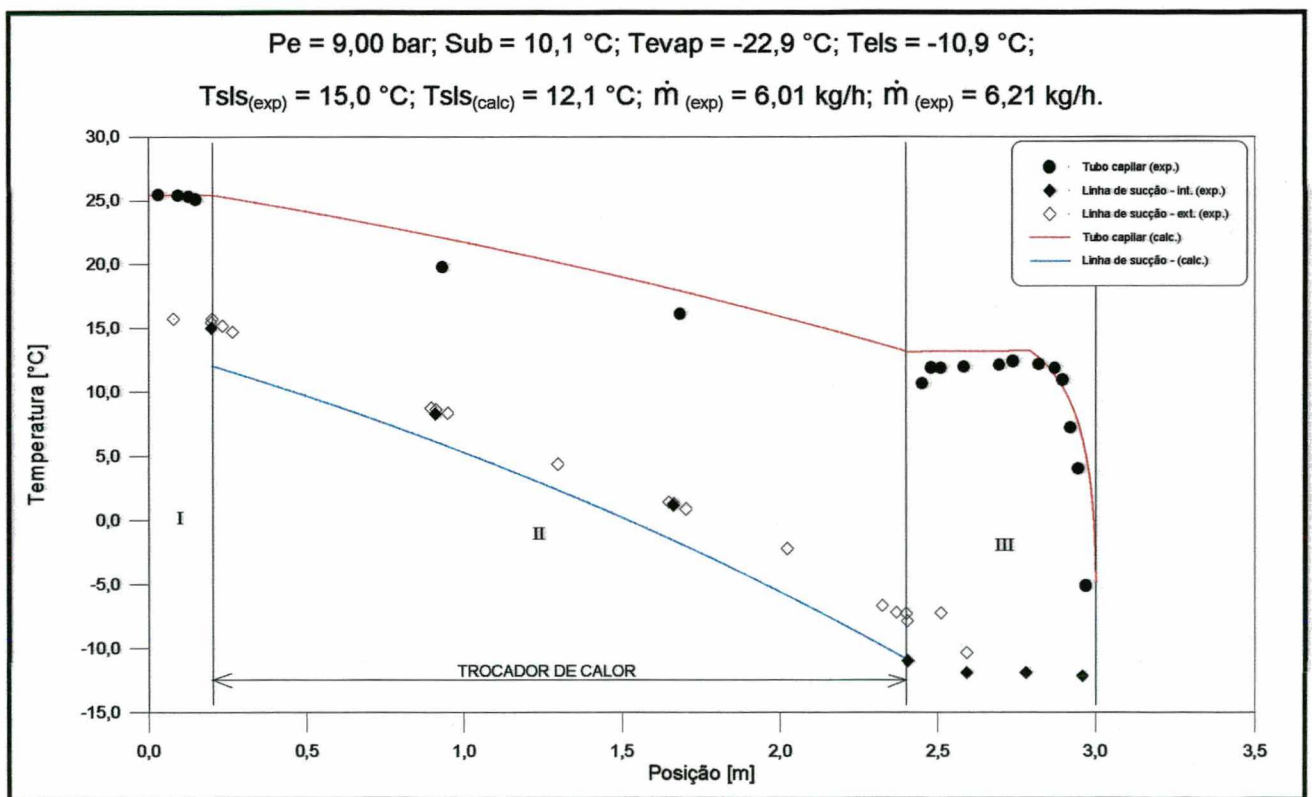


FIGURA I.7 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar A – TC 11)

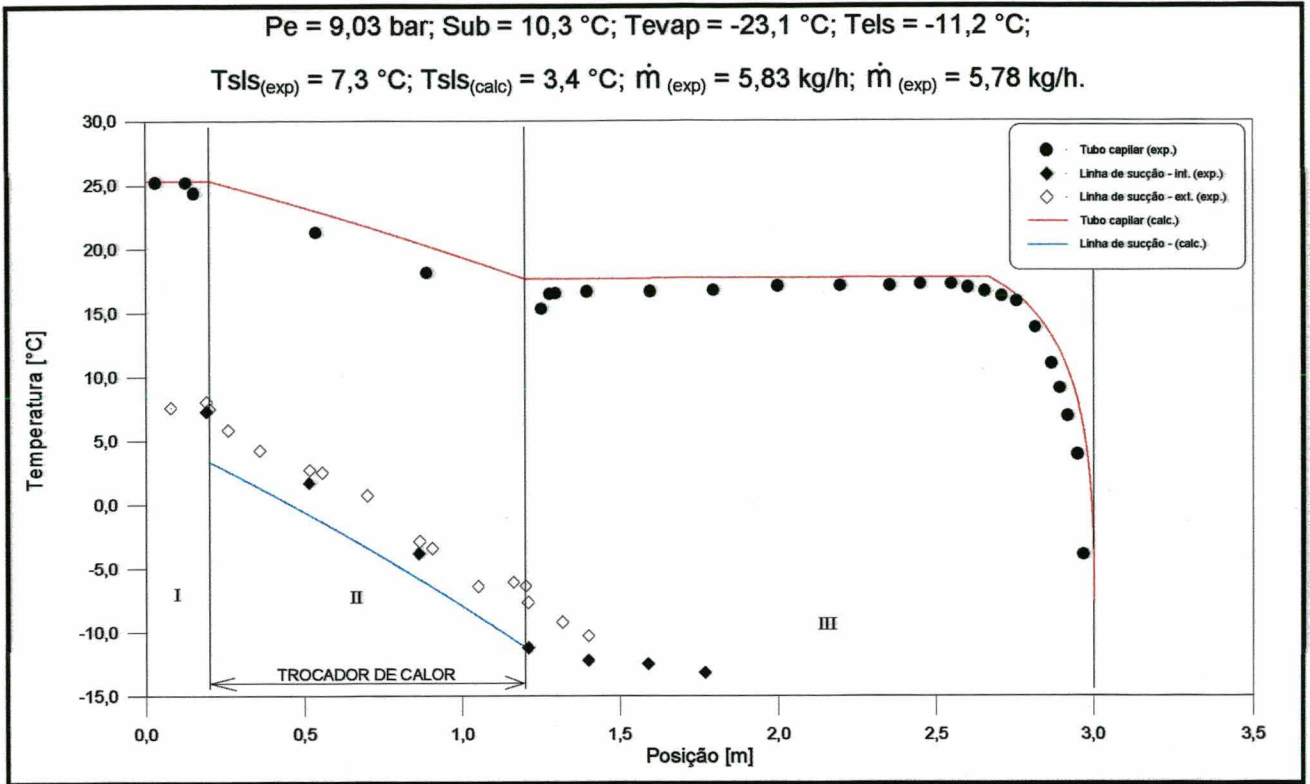


FIGURA I.8 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar C – TC 12)

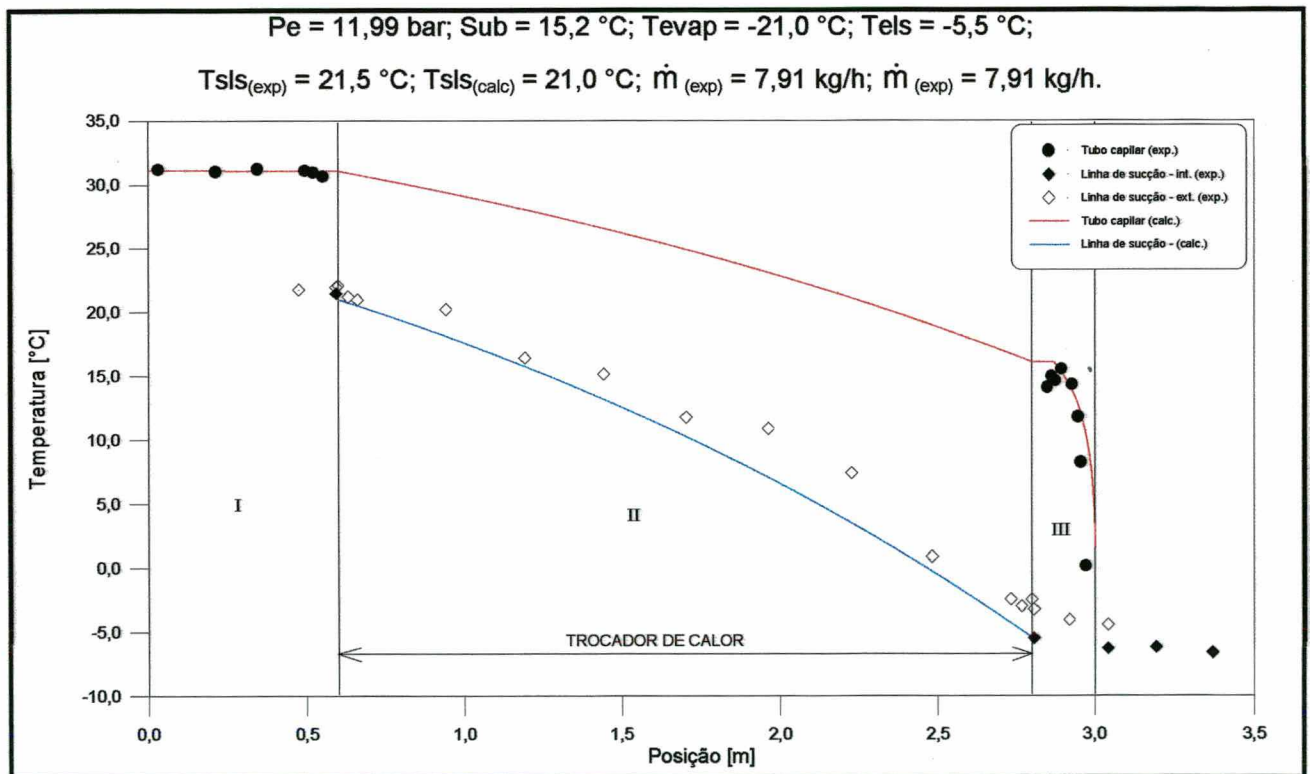


FIGURA I.9 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar C – TC 14)

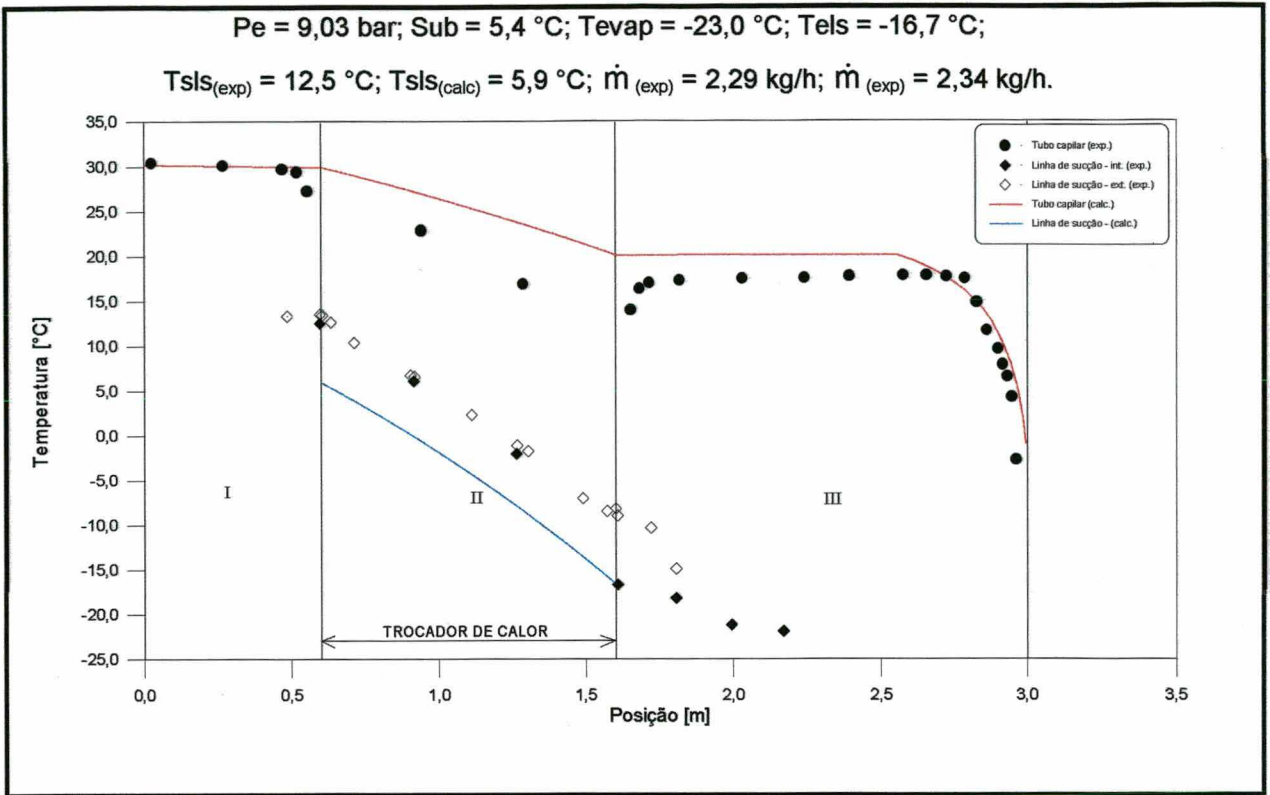


FIGURA I.10 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar D – TC 16)

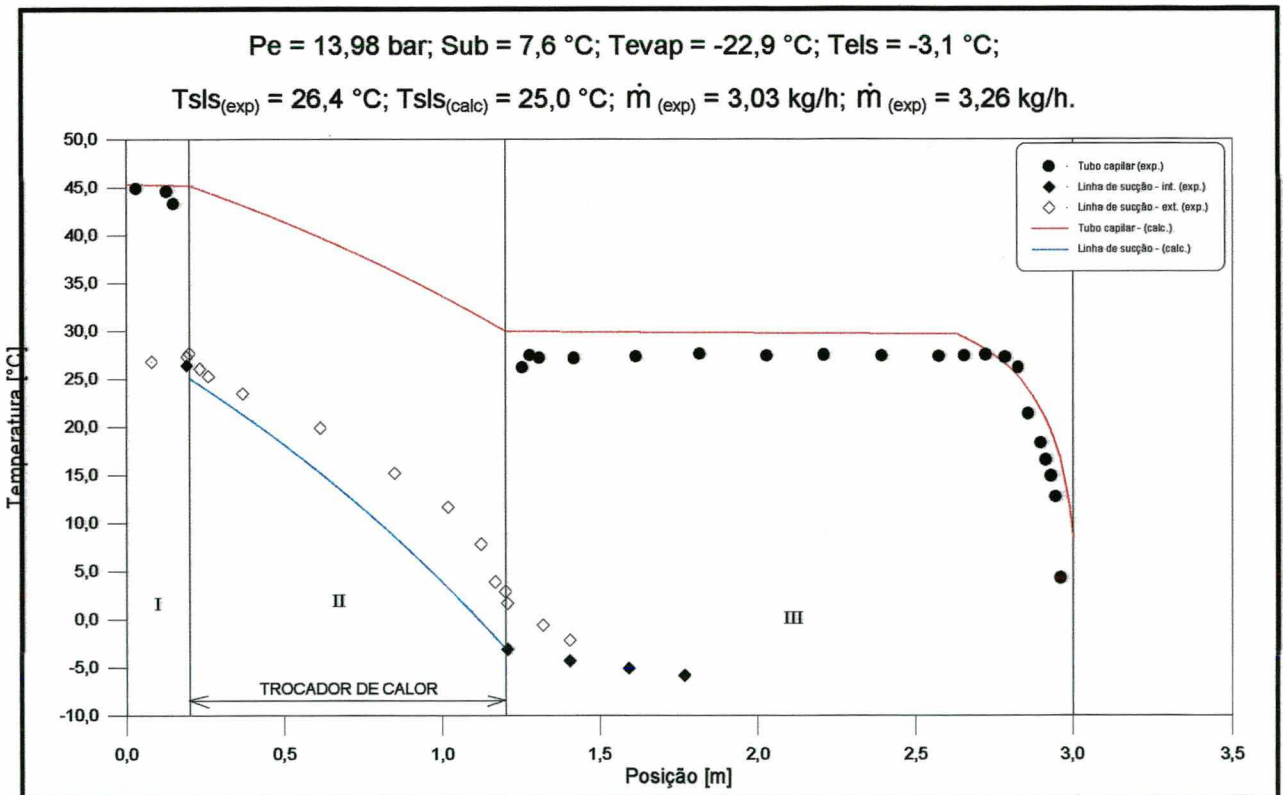


FIGURA I.11 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar D – TC 17)

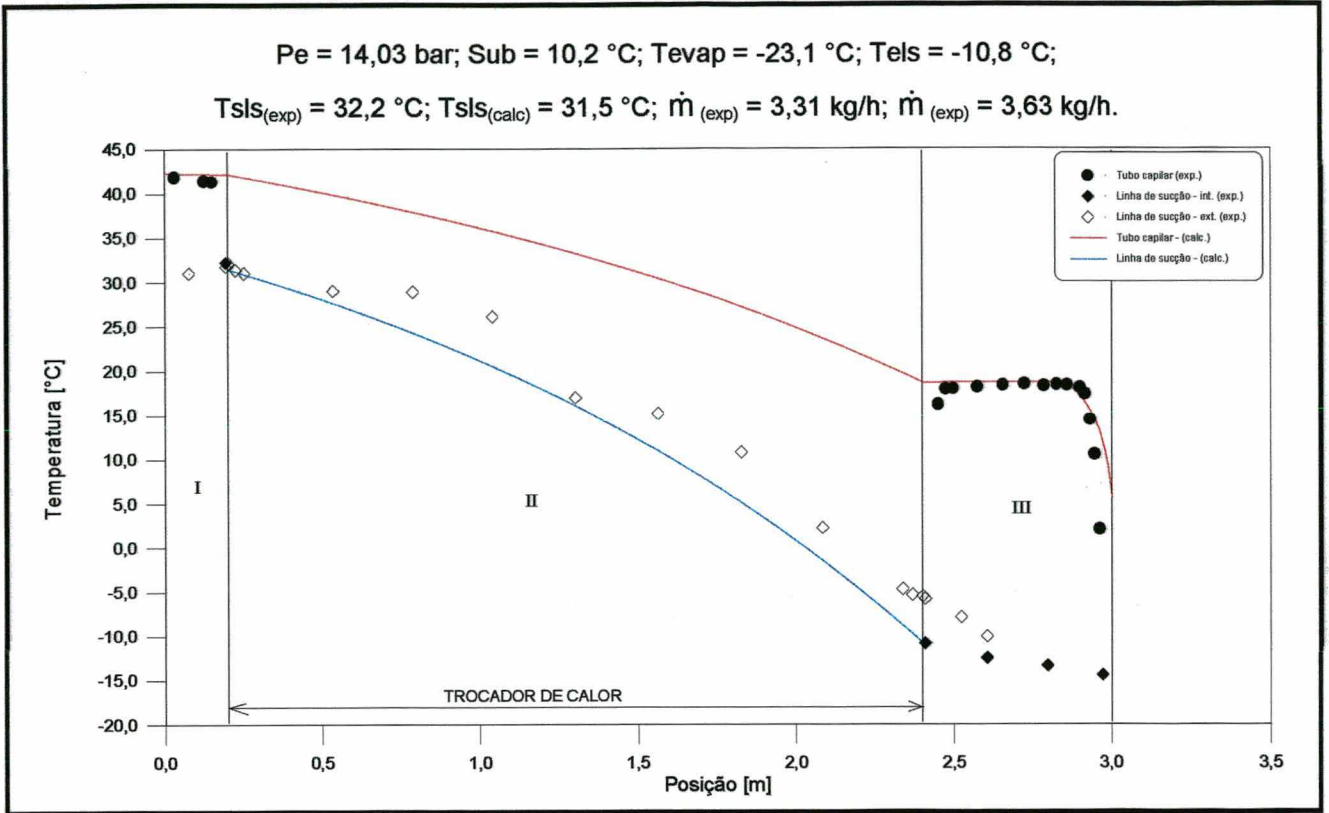


FIGURA I.12 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar D – TC 18)

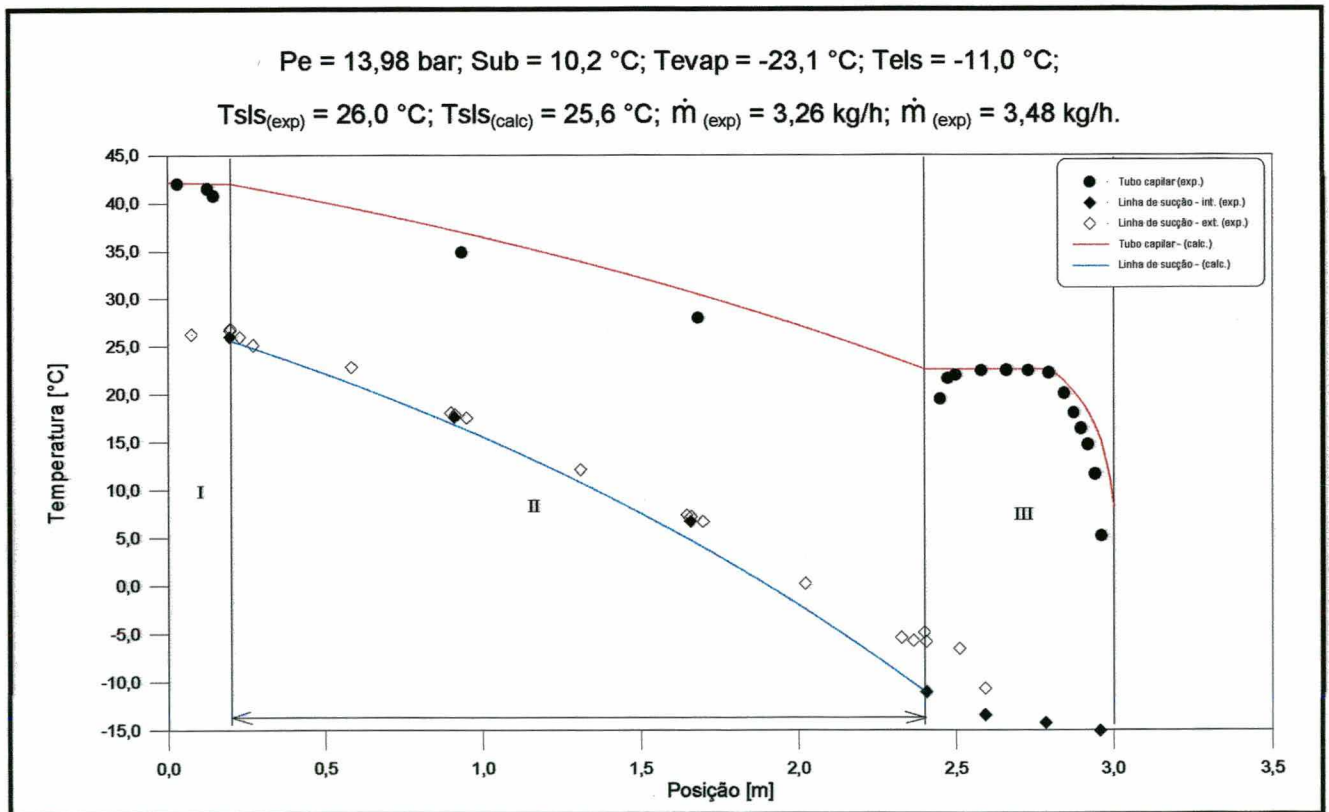


FIGURA I.13 – Comparação dos perfis de temperatura (Tubo capilar D – TC 19)

APÊNDICE J – CÁLCULO DOS EFEITOS PRINCIPAIS E EFEITOS SECUNDÁRIOS

Para a obtenção dos efeitos principais e efeitos secundários é utilizada a tabela J.1, semelhante a tabela 6.1, porém sendo apresentados aqui os níveis superior e inferior, respectivamente, denotados pelos sinais + e -.

Tabela J.1 – Planilha de resultados experimentais – Níveis denotados por + e -

N° Teste	1 P _e [bar]	2 Δ _{sub} [°C]	3 T _{els} [°C]	4 D [mm]	5 L [m]	6 D _s [mm]	7 L _{tc} [m]	8 L _e [m]	T _{sls} [°C]	ṁ _(exp) [kg/h]
01	-	-	-	-	-	-	-	-	15,9	2,51
02	+	-	-	-	-	+	+	+	29,3	3,09
03	-	+	-	-	+	-	+	+	19,8	2,02
04	+	+	-	-	+	+	-	-	19,4	2,52
05	-	-	+	-	+	+	+	-	23,4	1,91
06	+	-	+	-	+	-	-	+	24,1	2,42
07	-	+	+	-	-	+	-	+	11,8	2,36
08	+	+	+	-	-	-	+	-	32,2	3,31
09	-	-	-	+	+	+	-	+	7,1	4,67
10	+	-	-	+	+	-	+	-	30,1	7,35
11	-	+	-	+	-	+	+	-	13,5	6,08
12	+	+	-	+	-	-	-	+	13,1	7,86
13	-	-	+	+	-	-	+	+	20,0	6,35
14	+	-	+	+	-	+	-	-	15,2	7,42
15	-	+	+	+	+	-	-	-	9,4	5,29
16	+	+	+	+	+	+	+	+	23,4	6,78

O cálculo dos efeitos principais das oito variáveis é feito calculando-se a média dos valores do parâmetro dependente (fluxo de massa ou temperatura na saída da linha de sucção) para a variável a ser analisada, considerando sempre se a variável independente está no seu nível superior ou inferior (denotado pelo sinal + ou -) para

cada teste analisado. A seguir serão apresentados os cálculos para P_e , Δ_{sub} e T_{els} , para o fluxo de massa.

Pressão na entrada do tubo capilar (P_e)

$$\text{Efeito principal } (P_e) = [(3,09 - 2,51) + (2,52 - 2,02) + (2,42 - 1,91) + (3,31 - 2,36) + (7,35 - 4,67) + (7,86 - 6,08) + (7,42 - 6,35) + (6,78 - 5,29)] / 8 = \mathbf{1,195}$$

Grau de subresfriamento

$$\text{Efeito Principal } (\Delta_{sub}) = [(2,02 - 2,51) + (2,52 - 3,09) + (2,36 - 1,91) + (3,31 - 2,42) + (6,08 - 4,67) + (7,86 - 7,35) + (5,29 - 6,35) + (6,78 - 7,42)] / 8 = \mathbf{0,0625}$$

Temperatura na entrada da linha de sucção

$$\text{Efeito Principal } (T_{els}) = [(1,91 - 2,51) + (2,42 - 3,09) + (2,36 - 2,02) + (3,31 - 2,52) + (6,35 - 4,67) + (7,42 - 7,35) + (5,29 - 6,08) + (6,78 - 7,86)] / 8 = \mathbf{-0,0325}$$

Seguindo esta metodologia, encontra-se os efeitos principais para todas as variáveis independentes, tanto para o fluxo de massa quanto para a temperatura na saída da linha de sucção.

Para o cálculo dos efeitos das interações entre dois fatores, o procedimento é semelhante, sendo obtida a média dos valores referente a interação dos fatores. Esta interação é obtida fazendo-se simplesmente a multiplicação geométrica dos sinais, referente ao nível superior ou inferior das variáveis a serem analisadas. A seguir serão apresentados os cálculos para a interação entre as variáveis $P_e \times \Delta_{sub}$, $P_e \times T_{els}$ e $\Delta_{sub} \times T_{els}$, para o fluxo de massa.

Interação ($P_e \times \Delta_{sub}$)

Nº Teste	1 P_e [bar]	2 Δ_{sub} [°C]	RESULTADO	$\dot{m}_{(exp)}$ [kg/h]
01	-	-	+	2,51
02	+	-	-	3,09
03	-	+	-	2,02
04	+	+	+	2,52
05	-	-	+	1,91
06	+	-	-	2,42
07	-	+	-	2,36
08	+	+	+	3,31
09	-	-	+	4,67
10	+	-	-	7,35
11	-	+	-	6,08
12	+	+	+	7,86
13	-	-	+	6,35
14	+	-	-	7,42
15	-	+	-	5,29
16	+	+	+	6,78

Obtidos os resultados da multiplicação dos sinais, encontra-se a média dos valores da variável dependente para a interação entre os fatores analisada, ou seja,

$$\text{Interação } (P_e \times \Delta_{sub}) = [(2,51 - 3,09) + (2,52 - 2,02) + (1,91 - 2,42) + (3,31 - 2,36) + (4,67 - 7,35) + (7,86 - 6,08) + (6,35 - 7,42) + (6,78 - 5,29)] / 8 = -0,015$$

Interação ($P_e \times T_{els}$)

Nº Teste	1 P_e [bar]	3 T_{els} [°C]	RESULTADO	$\dot{m}_{(exp)}$ [kg/h]
01	-	-	+	2,51
02	+	-	-	3,09
03	-	-	+	2,02
04	+	-	-	2,52
05	-	+	-	1,91
06	+	+	+	2,42
07	-	+	-	2,36
08	+	+	+	3,31
09	-	-	+	4,67
10	+	-	-	7,35
11	-	-	+	6,08
12	+	-	-	7,86
13	-	+	-	6,35
14	+	+	+	7,42
15	-	+	-	5,29
16	+	+	+	6,78

$$\text{Interação } (P_e \times T_{els}) = [(2,51 - 3,09) + (2,02 - 2,52) + (2,42 - 1,91) + (3,31 - 2,36) + (4,67 - 7,35) + (6,08 - 7,86) + (7,42 - 6,35) + (6,78 - 5,29)] / 8 = -0,190$$

Interação ($\Delta_{sub} \times T_{els}$)

Nº Teste	2 Δ_{sub} [°C]	3 T_{els} [°C]	RESULTADO	$\dot{m}_{(exp)}$ [kg/h]
01	-	-	+	2,51
02	-	-	+	3,09
03	+	-	-	2,02
04	+	-	-	2,52
05	-	+	-	1,91
06	-	+	-	2,42
07	+	+	+	2,36
08	+	+	+	3,31
09	-	-	+	4,67
10	-	-	+	7,35
11	+	-	-	6,08
12	+	-	-	7,86
13	-	+	-	6,35
14	-	+	-	7,42
15	+	+	+	5,29
16	+	+	+	6,78

$$\text{Interação } (\Delta_{\text{sub}} \times T_{\text{els}}) = [(2,51 - 2,02) + (3,09 - 2,52) + (2,36 - 1,91) + (3,31 - 2,42) + (4,67 - 6,08) + (7,35 - 7,86) + (5,29 - 6,35) + (6,78 - 7,42)] / 8 = - 0,1525$$

E seguindo este procedimento, obtém-se os valores das interações entre efeitos, para o fluxo de massa e para a temperatura na saída da linha de sucção.

APÊNDICE K – Comparação Correlações Empíricas – Experimento

TABELA K.1 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar B – trocador de calor 03).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,04	5,6	-23,1	-10,9	1,85	1,91	-3,29	-0,06	23,7	23,4	0,4
9,01	7,6	-23,2	-3,0	2,10	1,93	9,05	0,17	24,2	23,0	1,3
9,01	10,0	-23,2	-10,2	2,09	1,98	5,36	0,11	20,7	20,3	0,4
9,02	5,1	-23,1	-10,6	1,83	1,95	-6,30	-0,12	24,1	23,6	0,5
14,02	10,4	-23,0	-11,2	2,72	2,70	0,79	0,02	30,3	30,6	-0,3
14,02	7,8	-23,0	-0,6	2,80	2,70	3,63	0,10	33,8	33,9	-0,1
14,03	7,7	-23,1	-3,1	2,74	2,74	0,09	0,00	32,8	34,2	-1,4
12,02	15,0	-23,0	-8,0	2,77	2,6	6,71	0,17	23,2	24,5	-1,3
8,04	5,4	-23,2	-8,7	1,75	1,82	-3,67	-0,07	20,1	22,3	-2,2
9,02	10,3	-23,0	-11,2	2,09	2,06	1,23	0,03	19,6	20,5	-0,8

TABELA K.2 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar B – trocador de calor 04).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
8,97	10,0	-23,1	-10,8	1,57	1,81	-13,28	-0,24	13,9	13,0	1,0
9,02	5,5	-22,8	-11,2	1,82	1,80	1,01	0,02	17,1	15,5	1,6
8,97	7,6	-23,0	0,5	1,47	1,75	-15,73	-0,28	18,5	18,2	0,3
8,98	7,4	-23,1	-5,6	1,61	1,80	-10,78	-0,19	17,2	16,9	0,3
9,02	7,7	-23,1	-3,2	1,54	1,75	-11,72	-0,21	17,4	17,0	0,5
9,02	8,7	-23,0	-15,4	1,73	2,00	-13,28	-0,27	14,0	11,9	2,1
14,02	10,2	-23,1	-11,3	2,21	2,45	-9,92	-0,24	19,8	21,9	-2,1
14,00	7,6	-23,2	-3,1	2,18	2,38	-8,51	-0,20	23,6	26,4	-2,7
14,03	10,2	-22,9	-14,2	2,27	2,51	-9,74	-0,24	18,7	20,5	-1,7
12,03	8,4	-23,0	-13	2,08	2,24	-6,99	-0,16	17,2	17,7	-0,5
14,04	5,4	-23,0	-11,1	2,46	2,42	1,58	0,04	23,3	24,1	-0,8
14,03	5,8	-22,9	-11,2	2,44	2,44	-0,18	0,00	22,9	22,6	0,4
14,04	6,1	-23,0	-12,5	2,45	2,52	-2,91	-0,07	20,2	24,1	-3,9

TABELA K.3 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar B – trocador de calor 05).

P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,04	7,7	-22,9	-2,7	1,67	1,8	-7,11	-0,13	25,0	22,8	2,2
9,02	5,4	-22,9	-16,4	2,06	1,95	5,58	0,11	22,7	23,0	-0,3
9,01	10,2	-22,9	-16,9	1,82	2,02	-10,04	-0,20	20,4	19,8	0,5
9,02	10,1	-23,0	-11,9	1,72	1,98	-12,97	-0,26	21,1	20,7	0,4
8,98	10,1	-23,2	-11,1	1,70	1,98	-13,90	-0,28	21,2	20,8	0,4
9,02	5,5	-22,9	-12,1	1,96	1,95	0,77	0,01	24,1	24,1	-0,1
9,02	5,0	-22,9	-9,3	1,94	1,93	0,39	0,01	25,4	24,8	0,6
9,00	5,8	-22,8	-11,3	1,94	1,91	1,40	0,03	24,2	24,0	0,2
9,01	10,3	-23,0	-17,1	1,81	1,95	-7,01	-0,14	20,3	20,1	0,2
14,02	7,7	-23,3	-3,3	2,31	2,53	-8,61	-0,22	34,7	34,1	0,7
13,96	10,3	-23,1	-11,2	2,33	2,57	-9,42	-0,24	30,9	31,3	-0,4
13,97	5,8	-22,9	-11,0	2,56	2,54	0,75	0,02	34,2	34,5	-0,4
13,93	9,9	-23,1	-17,4	2,47	2,6	-5,14	-0,13	30,2	31,7	-1,4
9,01	3,2	-23,0	-8,0	2,01	1,87	7,27	0,14	27,4	26,8	0,5
14,01	7,8	-23,1	-3,3	2,31	2,51	-8,09	-0,20	34,6	35,0	-0,3
14,02	10,2	-23,0	-11,0	2,33	2,62	-10,92	-0,29	31,1	32,8	-1,7
14,02	6,6	-23,1	-11,0	2,52	2,6	-3,03	-0,08	33,7	34,7	-1,0

TABELA K.4 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar B – trocador de calor 06).

P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
14,01	8,2	-23,0	-3,9	2,62	2,33	12,37	0,29	22,2	25,1	-3,0
14,02	7,8	-23,0	-3,2	2,61	2,31	13,13	0,30	22,7	25,0	-2,3
14,03	10,5	-23,0	-9,6	2,63	2,37	11,14	0,26	19,1	21,1	-1,9
14,05	10,4	-22,9	-11,2	2,60	2,37	9,70	0,23	19,0	21,1	-2,0
14,00	10,1	-22,9	-18,0	2,44	2,42	0,90	0,02	18,3	18,6	-0,3
14,01	10,1	-23,1	-17,0	2,46	2,52	-2,36	-0,06	18,4	19,4	-0,9
14,05	6,9	-23,1	-11,0	2,42	2,38	1,51	0,04	21,5	24,2	-2,6
14,04	6,8	-23,2	-17,1	2,29	2,41	-5,13	-0,12	19,9	21,9	-2,0
9,02	7,5	-22,8	-2,6	1,98	1,76	12,42	0,22	17,1	18,7	-1,6
9,00	10,3	-22,9	-11,1	1,96	1,88	4,08	0,08	13,0	14,9	-1,9
9,04	5,7	-23,0	-11,1	1,72	1,81	-5,23	-0,09	16,3	17,1	-0,8
9,00	10,0	-22,0	-16,5	1,83	1,88	-2,42	-0,05	12,5	13,8	-1,3
9,05	10,3	-22,8	-16,8	1,85	1,91	-3,20	-0,06	12,3	12,6	-0,2
8,98	5,0	-23,1	-15,7	1,58	1,85	-14,72	-0,27	15,5	16,4	-0,8

TABELA K.5 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar A – trocador de calor 07).

P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,06	7,7	-22,9	-1,2	4,91	5,02	-2,28	-0,11	13,8	14,7	-0,9
8,98	7,3	-23,0	-2,8	4,89	4,89	-0,01	0,00	13,7	14,2	-0,4
9,02	9,9	-22,8	-11,1	5,20	5,29	-1,70	-0,09	9,9	9,4	0,5
9,01	3,9	-23,0	-7,8	4,82	4,75	1,44	0,07	15,4	14,9	0,5
9,01	5,2	-22,9	-11,3	4,96	4,88	1,55	0,08	13,1	12,6	0,4
9,01	5,2	-23,1	-17,2	5,07	5,00	1,48	0,07	11,0	10,5	0,5
9,01	10,0	-23,0	-16,9	5,32	5,19	2,48	0,13	9,0	7,5	1,4
14,00	7,6	-23,0	-3,1	6,69	6,33	5,70	0,36	19,4	22,3	-2,8
14,01	5,5	-23,0	-11,2	6,74	6,38	5,66	0,36	19,0	20,4	-1,4
14,00	5,0	-22,9	-17,0	6,83	6,46	5,68	0,37	17,2	17,6	-0,4
14,05	10,0	-22,4	-17,3	7,11	6,67	6,61	0,44	15,0	13,7	1,3
14,05	10,2	-22,5	-11,1	7,00	6,59	6,21	0,41	15,8	17,0	-1,2
9,02	10,1	-23,1	-11,4	5,22	5,22	0,01	0,00	9,6	9,7	-0,1
9,01	10,2	-23,1	-11,1	5,21	5,01	4,04	0,20	9,7	9,5	-0,2

TABELA K.6 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar A – trocador de calor 08).

P_e [bar]	ΔS_{sub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,01	7,8	-23,0	-2,9	5,06	5,08	-0,45	-0,02	20,6	21,1	-0,5
9,01	10,2	-23,1	-11,4	5,35	5,73	-6,59	-0,38	16,9	17,1	-0,2
9,04	5,2	-23,2	-11,0	5,09	5,42	-6,07	-0,33	20,6	21,1	-0,6
9,00	10,1	-23,0	-17,3	5,46	5,61	-2,69	-0,15	16,1	16,2	-0,1
9,02	4,8	-22,9	-17,2	5,19	5,13	1,16	0,06	18,5	19,9	-1,4
9,02	3,0	-22,8	-8,0	4,91	5,04	-2,55	-0,13	23,4	23,2	0,2
14,02	10,1	-21,9	-10,3	7,10	7,14	-0,59	-0,04	27,1	28,6	-1,4
14,03	5,3	-22,9	-10,2	6,85	6,96	-1,60	-0,11	30,7	31,6	-0,9
13,99	5,1	-22,1	-16,0	6,94	7,05	-1,57	-0,11	28,7	30,7	-2,0
14,00	9,7	-21,8	-15,7	7,18	7,22	-0,59	-0,04	26,5	27,4	-0,8
13,95	7,5	-21,4	-1,9	6,77	7,16	-5,40	-0,39	30,9	32,0	-1,1
14,04	5,0	-20,9	-17,1	6,97	7,37	-5,38	-0,40	28,5	30,3	-1,9
14,00	5,2	-20,9	-17,0	6,97	7,35	-5,20	-0,38	28,3	30,1	-1,7
14,02	5,0	-20,5	-14,5	6,92	7,45	-7,17	-0,53	29,3	30,8	-1,4
12,01	10,1	-23,2	-18,2	6,54	6,72	-2,62	-0,18	22,0	20,6	1,4

TABELA K.7 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar A – trocador de calor 09).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,03	7,5	-23,0	-3,0	5,38	4,56	17,89	0,82	9,6	12,8	-3,2
9,01	5,1	-23,0	-11,2	5,33	4,57	16,73	0,76	9,1	10,1	-0,9
9,00	5,5	-23,0	-18,3	5,17	4,69	10,17	0,48	6,4	6,6	-0,1
9,02	4,9	-23,0	-17,1	5,23	4,67	11,97	0,56	7,1	7,1	0,0
9,02	10,4	-23,0	-11,1	5,06	5,03	0,56	0,03	5,5	7,3	-1,8
9,02	10,0	-23,0	-17,1	4,96	5,09	-2,57	-0,13	4,9	5,0	-0,1
9,03	4,9	-22,9	-17,0	5,24	4,91	6,63	0,33	7,2	6,8	0,4
14,02	9,9	-23,0	-16,9	6,74	6,58	2,41	0,16	11,0	10,5	0,5
14,01	5,0	-23,1	-17,0	6,99	6,29	11,21	0,70	13,2	13,2	0,0
14,01	5,2	-23,2	-11,0	7,10	6,18	14,91	0,92	15,2	16,5	-1,3
14,02	10,1	-22,9	-11,2	6,84	6,40	6,88	0,44	11,7	14,0	-2,3
13,99	7,8	-23,1	-3,1	7,11	6,19	14,88	0,92	15,2	19,2	-4,1
11,98	15,5	-23,1	-18,3	5,69	6,17	-7,70	-0,48	6,2	4,9	1,3
9,01	2,9	-23,2	-1,0	5,65	4,41	28,14	1,24	15,2	14,8	0,4

TABELA K.8 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar A – trocador de calor 10).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,03	9,9	-23,1	-11,2	5,22	5,27	-1,02	-0,05	13,2	14,4	-1,2
9,04	9,9	-23,1	-10,8	5,23	5,27	-0,76	-0,04	13,3	14,6	-1,4
9,04	7,7	-22,8	-2,9	5,50	4,92	11,85	0,58	16,8	19,1	-2,3
9,03	5,0	-22,8	-11,1	5,48	4,98	9,97	0,50	16,6	18,6	-2,0
9,01	4,9	-23,0	-16,8	5,36	5,06	5,97	0,30	14,6	16,7	-2,2
9,01	10,2	-22,9	-17,2	5,08	5,23	-2,94	-0,15	12,1	13,8	-1,6
12,02	15,4	-22,9	-17,6	5,86	6,56	-10,68	-0,70	15,9	15,3	0,6
14,05	10,2	-22,9	-10,9	6,99	6,9	1,27	0,09	23,0	23,9	-0,9
14,01	5,2	23,0	-11,1	7,23	7,88	-8,23	-0,65	26,4	27,1	-0,7
14,02	5,1	-22,9	-17,0	7,12	6,80	4,78	0,32	24,4	25,3	-0,9
13,95	9,7	-23,1	-17,1	6,85	6,92	-0,97	-0,07	22,2	22,4	-0,3
14,03	7,6	-23,1	-2,9	7,27	6,63	9,68	0,64	26,7	27,3	-0,6
14,01	10,0	-23,1	-10,9	6,98	6,78	2,98	0,20	23,1	23,4	-0,4

TABELA K.9 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar C – trocador de calor 11).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,00	7,8	-23,1	-2,9	6,12	5,75	6,43	0,37	18,1	18,8	-0,7
9,00	10,1	-22,9	-10,9	6,08	6,01	1,11	0,07	14,5	15,0	-0,5
9,02	10,3	-22,8	-16,2	5,99	6,09	-1,59	-0,10	13,7	13,6	0,1
9,01	10,3	-22,8	-16,8	5,97	6,08	-1,74	-0,11	13,7	13,5	0,1
9,01	9,9	-23,1	-17,0	5,95	6,31	-5,66	-0,36	13,8	13,6	0,2
9,00	5,0	-23,1	-17,1	5,70	6,21	-8,28	-0,51	15,9	16,7	-0,8
8,99	5,2	-23,1	-11,0	5,82	5,98	-2,68	-0,16	18,0	18,5	-0,5
9,01	3,0	-23,0	-7,7	5,78	5,86	-1,45	-0,08	21,0	20,7	0,3
14,00	10,1	-20,8	-11,0	7,85	7,92	-0,92	-0,07	24,5	24,3	0,2
14,01	9,9	-20,5	-17,0	7,73	8,02	-3,66	-0,29	23,8	22,6	1,2
14,04	7,7	-20,8	-2,9	7,90	7,95	-0,65	-0,05	28,2	28,5	-0,3
14,06	5,4	-20,9	-11,0	7,63	7,96	-4,20	-0,33	27,9	27,4	0,5
13,99	5,2	-20,8	-17,0	7,47	8,08	-7,51	-0,61	25,8	25,6	0,2

TABELA K.10 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar C – trocador de calor 12).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,03	10,3	-23,1	-11,2	6,23	5,83	6,78	0,40	7,1	7,3	-0,2
9,02	10,1	-22,9	-16,7	6,10	5,91	3,22	0,19	6,4	5,4	1,1
9,01	5,3	-23,1	-16,9	5,84	5,59	4,52	0,25	8,6	7,6	1,0
9,03	5,2	-23,1	-11,0	5,96	5,49	8,60	0,47	10,7	9,7	1,0
9,00	3,3	-23,1	-8,1	5,91	5,32	11,15	0,59	13,2	12,1	1,1
9,02	7,8	-23,0	-3,0	6,25	5,46	14,53	0,79	10,8	12,3	-1,6
13,98	5,4	-23,0	-11,4	7,72	7,31	5,60	0,41	16,4	16,1	0,3
14,04	10,1	-22,2	-10,6	8,00	7,57	5,72	0,43	13,3	13,6	-0,3
14,06	10,5	-21,9	-17,2	7,90	7,83	0,89	0,07	12,3	9,5	2,8
14,03	5,0	-22,9	-11,2	7,72	7,42	4,05	0,30	16,8	15,2	1,7
14,03	5,4	-22,7	-17,5	7,62	7,55	0,87	0,07	14,4	11,7	2,7
14,04	7,3	-23,0	-2,9	8,01	7,4	8,25	0,61	17,4	18,2	-0,8
12,05	7,4	-22,9	-7,8	7,21	7,39	-2,40	-0,18	13,6	10,7	2,9

TABELA K.11 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar C – trocador de calor 13).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,01	8,0	-22,8	-3,5	5,80	5,75	0,94	0,05	11,2	13,2	-2,0
9,02	10,1	-22,8	-11,1	5,85	6,01	-2,74	-0,16	8,0	8,4	-0,5
9,02	5,1	-23,1	-10,9	6,10	5,70	7,05	0,40	11,5	11,0	0,6
9,01	5,1	-23,0	-17,1	6,22	5,87	6,00	0,35	9,3	8,7	0,6
9,01	10,0	-23,0	-16,1	5,95	6,07	-2,00	-0,12	7,3	6,4	0,9
9,00	10,2	-23,0	-16,8	5,95	6,07	-1,99	-0,12	7,1	5,9	1,2
14,05	7,5	-22,3	-3,2	7,60	7,41	2,62	0,19	17,8	21,2	-3,4
14,02	10,1	-21,4	-11,3	7,62	7,75	-1,67	-0,13	14,0	15,8	-1,8
14,01	10,0	-21,2	-17,0	7,74	7,86	-1,58	-0,12	13,2	13,1	0,2
14,01	9,9	-21,2	-15,2	7,70	7,81	-1,38	-0,11	13,5	14,0	-0,5
13,92	5,0	-22,3	-11,0	7,85	7,44	5,50	0,41	17,5	18,5	-0,9
14,03	5,4	-21,8	-17,2	7,99	7,61	4,95	0,38	15,2	15,4	-0,2

TABELA K.12 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar C – trocador de calor 14).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
8,99	10,3	-22,9	-10,8	5,69	6,54	-13,03	-0,85	15,1	16,6	-1,5
9,03	5,0	-22,9	-11,1	5,98	6,35	-5,77	-0,37	18,9	20,0	-1,1
8,98	7,5	-22,9	-3,2	5,68	6,17	-7,97	-0,49	19,0	20,9	-2,0
9,01	3,0	-23,2	2,1	5,82	5,66	2,87	0,16	26,1	25,4	0,7
9,01	4,7	-23,1	-11,2	6,00	6,17	-2,81	-0,17	19,0	21,6	-2,6
8,99	4,8	-23,1	-17,0	6,10	6,17	-1,20	-0,07	16,7	20,1	-3,3
8,99	10,0	-23,0	-17,0	5,83	6,87	-15,15	-1,04	14,5	16,0	-1,5
14,01	7,5	-20,1	-3,3	7,47	8,04	-7,12	-0,57	29,0	30,6	-1,5
14,02	5,1	-20,8	-11,1	7,75	7,76	-0,15	-0,01	28,8	30,2	-1,4
14,01	10,1	-19,1	-11,3	7,48	8,49	-11,85	-1,01	25,2	26,6	-1,4
14,00	10,1	-19,1	-16,8	7,59	8,54	-11,12	-0,95	24,4	26,0	-1,6
13,99	4,8	-21,1	-17,0	7,87	7,66	2,72	0,21	26,7	30,3	-3,6
12,04	15,1	-20,8	-5,4	6,41	7,94	-19,27	-1,53	17,3	21,7	-4,3
11,99	15,2	-21,0	-5,5	6,39	7,91	-19,16	-1,52	17,2	21,5	-4,3
14,11	13,8	-18,2	-6,1	7,23	8,74	-17,31	-1,51	22,7	26,2	-3,5

TABELA K.13 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar D – trocador de calor 15).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
13,99	10,1	-22,9	-11,2	3,07	3,23	-4,82	-0,16	28,9	28,2	0,7
13,98	5,3	-23,1	-11,5	3,32	2,96	12,11	0,36	32,1	31,3	0,8
9,03	7,5	-23,0	-3,1	2,74	2,30	19,31	0,44	22,8	22,7	0,1
9,02	5,4	-23,0	-16,9	2,58	2,44	5,59	0,14	20,3	21,6	-1,3
9,00	10,2	-23,1	-17,0	2,32	2,56	-9,35	-0,24	18,0	18,0	0,0
9,02	10,2	-23,3	-11,0	2,45	2,49	-1,77	-0,04	18,9	19,0	0,0
9,03	5,2	-23,1	-11,3	2,70	2,28	18,41	0,42	22,3	22,8	-0,5
9,02	10,4	-23,0	-11,3	2,43	2,53	-3,99	-0,10	18,7	19,0	-0,3
8,99	3,4	-23,1	-7,9	2,85	2,40	18,93	0,45	24,9	23,8	1,1
14,09	7,9	-23,2	-3,4	3,36	3,06	9,66	0,30	32,4	31,0	1,4
14,03	8,2	-23,0	-2,9	3,34	3,06	9,20	0,28	32,1	30,9	1,2
14,04	5,9	-23,0	-17,7	3,17	3,08	2,91	0,09	29,8	28,8	1,0
14,07	6,1	-23,0	-18,2	3,15	3,21	-1,80	-0,06	29,6	29,9	-0,2
14,01	5,4	-23,2	-10,7	3,33	3,01	10,65	0,32	32,3	30,8	1,5
14,06	10,4	-23,0	-17,1	2,95	3,26	-9,44	-0,31	28,1	27,6	0,4
12,06	6,0	-23,1	-16,1	2,95	2,87	2,76	0,08	26,3	27,3	-0,9

TABELA K.14 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar D – trocador de calor 16).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,00	7,9	-23,2	-2,9	2,85	2,26	26,24	0,59	15,0	16,8	-1,7
9,01	10,5	-23,0	-11,0	2,56	2,36	8,33	0,20	11,3	11,8	-0,4
9,01	5,4	-23,0	-10,9	2,83	2,27	24,60	0,56	15,0	14,1	0,9
9,00	10,2	-23,0	-17,2	2,45	2,39	2,40	0,06	10,7	9,2	1,5
9,02	10,2	-23,1	-17,1	2,45	2,39	2,59	0,06	10,7	9,7	1,1
9,01	10,1	-23,0	-16,5	2,47	2,41	2,49	0,06	10,9	10,4	0,5
9,01	3,0	-22,8	-5,2	2,60	2,26	15,04	0,81	19,2	17,2	1,9
9,01	7,2	-23,0	-11,8	2,71	2,33	16,47	0,38	13,4	14,0	-0,5
9,02	5,6	-23,0	-10,8	2,82	2,3	22,71	0,52	14,9	14,2	0,7
14,00	7,9	-23,1	-3,2	3,48	2,92	19,20	0,56	21,1	23,1	-2,0
14,00	9,6	-23,2	-11,0	3,24	3,00	7,87	0,24	18,0	18,9	-0,9
14,05	5,5	-23,0	-11,1	3,46	2,95	17,22	0,51	21,0	21,7	-0,7
14,02	5,6	-23,2	-16,3	3,34	3,01	11,06	0,33	19,1	18,7	0,4

TABELA K.15 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar D – trocador de calor 17).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,03	7,5	-23,1	-3,1	2,42	2,22	9,14	0,20	19,5	18,6	0,9
9,02	10,0	-23,3	-10,8	2,70	2,40	12,62	0,30	15,8	16,4	-0,6
9,02	5,0	-23,2	-10,8	2,44	2,25	8,62	0,19	19,3	17,1	2,2
9,01	3,9	-23,1	-8,0	2,33	2,26	3,14	0,07	21,2	18,7	2,5
9,02	10,3	-22,8	-16,2	2,83	2,56	10,38	0,27	14,9	13,1	1,8
9,01	5,4	-23,0	-17,0	2,59	2,51	2,99	0,08	16,9	15,9	1,0
9,01	5,6	-22,8	-18,0	2,62	2,52	3,90	0,10	16,5	15,5	1,0
9,00	10,3	-22,9	-17,1	2,85	2,55	11,59	0,30	14,7	12,7	2,0
8,99	5,4	-23,1	-17,2	2,59	2,52	2,61	0,07	16,8	15,3	1,6
13,98	7,6	-22,9	-3,1	3,06	3,03	0,83	0,03	25,4	26,4	-1,0
14,06	10,8	-23,1	-11,5	3,40	3,16	7,60	0,24	21,2	22,1	-0,9
13,97	5,0	-23,0	-11,2	3,08	3,07	0,18	0,01	25,2	25,5	-0,3
14,06	10,5	-23,1	-16,9	3,49	3,15	10,73	0,34	20,8	20,5	0,3
14,00	5,4	-23,2	-17,3	3,22	3,06	5,34	0,16	22,9	23,0	-0,1

TABELA K.16 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar D – trocador de calor 18).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
8,99	7,4	-23,0	-6,0	2,34	2,56	-8,55	-0,22	26,1	24,1	1,94
9,03	5,3	-23,0	-11,0	2,33	2,53	-7,80	-0,20	26,4	24,9	1,53
9,06	10,4	-23,1	-11,1	2,61	2,49	4,68	0,12	22,8	20,9	1,97
9,03	10,3	-23,1	-16,8	2,71	2,85	-4,83	-0,14	22,1	19,4	2,69
9,01	5,4	-23,1	-17,0	2,46	2,84	-13,51	-0,38	24,2	22,8	1,40
9,00	3,0	-23,0	-8,0	2,15	2,38	-9,63	-0,23	29,3	26,7	2,60
9,03	8,0	-23,0	-3,0	2,32	2,38	-2,61	-0,06	26,3	23,9	2,43
13,98	10,1	-22,7	-10,9	3,21	3,32	-3,31	-0,11	32,9	32,2	0,67
14,03	10,2	-23,1	-10,8	3,22	3,31	-2,72	-0,09	32,9	32,2	0,69
14,03	5,3	-23,1	-10,9	2,96	3,26	-9,15	-0,30	36,4	35,5	0,88
13,98	5,2	-23,0	-16,5	3,06	3,32	-7,79	-0,26	34,4	35,3	-0,83
14,00	7,7	-23,2	-3,3	2,93	3,21	-8,61	-0,28	36,5	35,6	0,87
12,05	11,0	-22,9	2,9	2,74	2,85	-3,91	-0,11	29,7	29,5	0,22
12,07	11,1	-23,0	3,26	2,74	2,81	-2,56	-0,07	29,7	29,9	-0,17

TABELA K.17 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar D – trocador de calor 19).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,06	6,0	-22,9	-11,1	2,49	2,29	0,20	8,81	23,1	20,7	2,42
9,00	5,7	-23,1	-11,0	2,47	2,26	0,21	9,31	23,2	20,7	2,54
8,99	10,0	-23,1	-17,1	2,57	2,48	0,09	3,76	19,3	16,9	2,44
13,96	10,3	-23,0	-11,0	3,34	3,23	0,11	3,34	29,9	25,9	3,99
13,98	10,2	-23,1	-11,0	3,34	3,26	0,08	2,31	30,0	26	4,00
14,00	5,7	-23,2	-16,9	2,99	3,17	-0,18	-5,80	31,3	27,3	3,97
8,99	7,7	-28,0	-3,1	2,73	2,32	0,41	17,66	23,7	21,1	2,62
9,04	10,3	-28,0	-10,9	2,72	2,39	0,33	13,71	20,1	19	1,10
9,05	10,3	-23,1	-12,0	2,70	2,62	0,08	2,95	20,0	18,5	1,48

TABELA K.18 – Comparação correlações empíricas - experimento (capilar B – trocador de calor 20).

P_e [bar]	ΔS_{ub} [°C]	T_{evap} [°C]	T_{els} [°C]	\dot{m} (emp) [kg/h]	\dot{m} (exp) [kg/h]	$\Delta \dot{m}$ [%]	$\Delta \dot{m}$ [kg/h]	$T_{sis(emp)}$ [°C]	$T_{sis(exp)}$ [°C]	ΔT [°C]
9,04	8,5	-22,9	-10,1	5,15	5,33	-3,36	-0,18	9,3	13,5	-4,16
8,99	5,9	-22,9	-5,8	5,67	5,05	12,27	0,62	12,6	16,4	-3,84
9,04	10,0	-22,9	-6,5	4,96	5,26	-5,67	-0,30	8,7	14	-5,26
9,05	5,2	-23,2	-5,8	5,81	5,03	15,56	0,78	13,3	17,1	-3,79
14,03	10,2	-22,7	-11,0	6,61	7,04	-6,17	-0,43	16,0	19,9	-3,92
14,04	7,9	-22,9	-11,7	6,99	6,95	0,65	0,04	17,5	20,8	-3,35
14,03	5,2	-22,9	-11,0	7,47	6,83	9,43	0,64	19,5	22,7	-3,20