

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

**DESENVOLVIMENTO DE NOVAS TECNOLOGIAS PARA  
MINITUBOS DE CALOR: ANÁLISE TEÓRICA E  
EXPERIMENTAL**

**Tese submetida à**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**para obtenção do grau de**

**DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**KLEBER VIEIRA DE PAIVA**

**Florianópolis, Dezembro de 2011.**

Catálogo na fonte elaborada pela biblioteca da  
Universidade Federal de Santa Catarina

A ficha catalográfica é confeccionada pela Biblioteca Central.

Tamanho: 7cm x 12 cm

Fonte: Times New Roman 9,5

Maiores informações em:

<http://www.bu.ufsc.br/design/Catalogacao.html>

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

**DESENVOLVIMENTO DE NOVAS TECNOLOGIAS PARA  
MINITUBOS DE CALOR: ANÁLISE TEÓRICA E  
EXPERIMENTAL**

**KLEBER VIEIRA DE PAIVA**

**Esta tese foi julgada adequada para a obtenção do título de**

**DOUTOR EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA  
sendo aprovada em sua forma final.**

---

**Prof. Márcia B.H. Mantelli, PhD. – Orientadora**

---

**Prof. Julio César Passos, Dr. - Coordenador do Programa**

**Banca Examinadora**

---

**Prof. José Alberto dos Reis Parise, PhD. – PUC-Rio – Relator**

---

**Prof. Sergio Colle, Dr. – UFSC**

---

**Prof. Edson Bazzo, Dr. – UFSC**

---

**Prof. Julio César Passos, Dr. – UFSC**

---

**Prof. Paulo Couto, Dr. – UFRJ - COPPE**

**It is difficult to say what is impossible,  
for the dream of yesterday is the hope of today  
and the reality of tomorrow.**

Robert H. Goddard

Ao meu pai.

## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, João Tarcio de Paiva (*in memoriam*) e Zaira L. Vieira de Paiva, pelo esforço e dedicação a fim de me darem uma ótima educação e por todo o suporte dado durante toda minha vida.

Aos meus familiares pelo apoio e incentivo.

À minha esposa Kamille, pela compreensão e companheirismo durante todo o desenvolvimento deste trabalho.

A professora Márcia Mantelli por sua orientação, incentivo e por acreditar em minha capacidade.

Aos amigos do LABTUCAL e demais laboratórios: Charles, Flávio, Carlos, Eduardo Ludgero, Milanez, Thomaz, Rafael, Elaine, Camilo, Silvia, Luis, Edevaldo, Augusto, Fernando, Carolina, Scussel, Rosângela, Joice, Juan, pelo apoio e incentivo na realização deste trabalho.

Ao Leonardo Slongo, Silvio Burg e Gustado Verdieri, pessoas que me ajudaram mais diretamente na fabricação, testes e desenvolvimento dos minitubos de calor.

Ao Raul Gohr e ao Victor Bissoli Nicolau pelo apoio e incontáveis horas de dedicação no desenvolvimento dos sistemas de aquisição dos foguetes de sondagem.

Ao Dr. Jentung Ku, meu orientador durante o período de doutorado sanduíche, pelos esclarecimentos, apoio e colaboração para e minha ida a NASA.

A todo o pessoal da *Thermal Lab* da NASA-GSFC, Mark Kobel, Jimmy, Brian, Betsy, Richard, George pela ajuda e colaboração durante o meu período de estágio. Em especial ao Mario Martins por toda a solidariedade, confiança e ajuda dentro e fora do ambiente de trabalho.

Aos amigos de turmas da pós-graduação, pelo apoio e estímulo no decorrer de cada trimestre.

Ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico pela concessão de bolsas doutorado e doutorado sanduíche.

À Agência Espacial Brasileira pela iniciativa e pelo apoio financeiro para a realização dos testes em microgravidade.

À Marta Carvalho Humamm e Loiva Lopes Calderan da AEB e ao engenheiro Flavio de Azevedo – IAE, pelo apoio e confiança do desenvolvimento dos experimentos em microgravidade.

Ao empenho dos engenheiros e técnicos do IAE durante o período de testes de qualificação dos experimentos e durante a Missão Maracati II.

À UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina, através do POSMEC – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelo suporte logístico para a execução dos trabalhos.

Enfim, a todas as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente para a realização deste trabalho.

## SUMÁRIO

<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	<b>xiv</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	<b>xxii</b>
<b>SIMBOLOGIA</b> .....	<b>xxiv</b>
<b>RESUMO</b> .....	<b>xxvii</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>4</b>
2.1 CONTROLE TÉRMICO DE COMPUTADORES PORTÁTEIS ...	4
2.1.1 Tendências Atuais .....	10
2.2 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DE UM MINITUBO DE CALOR .....	12
2.3 ESTRUTURA CAPILAR .....	16
2.3.1 Ranhuras .....	17
2.3.2 Telas .....	19
2.3.3 Metais Sinterizados .....	20
2.4 PROCESSOS DE FABRICAÇÃO EMPREGADOS NESTE TRABALHO .....	20
2.4.1 Processo de Soldagem por Difusão .....	21
2.4.2 Metalurgia do Pó - Sinterização .....	23
2.4.2.1 Produção de pós .....	23
2.4.2.2 Mistura de pós .....	23
2.4.2.3 Conformação para obtenção de forma .....	23
2.4.2.4 Sinterização .....	24
2.4.3 O Processo de Sinterização .....	24
2.4.4 Processo de Caracterização .....	28
2.5 ESTADO DA ARTE EM MODELAGEM DE MINITUBOS DE CALOR .....	29
2.5.1 Minitubos de Calor Ranhurados .....	29
2.5.2 Minitubos de Calor Sinterizados .....	31
2.5.3 Minitubos de Calor Híbridos .....	34

2.6 PANORAMA DO LABTUCAL NA PESQUISA DE TUBOS DE CALOR .....	38
2.7 CONCLUSÕES.....	40
<b>CAPÍTULO 3 - ANÁLISE TEÓRICA .....</b>	<b>43</b>
3.1 PRESSÃO CAPILAR .....	44
3.2 MODELO HIDRODINÂMICO - MINITUBO DE CALOR FIOS-PLACAS .....	46
3.2.1 Parâmetros Geométricos .....	46
3.2.2 Hipóteses Simplificativas.....	48
3.2.3 Conservação da Quantidade de Movimento .....	49
3.2.4 Conservação da Massa .....	52
3.2.5 Conservação da Energia.....	53
3.2.6 Fatores de Atrito da Fase Líquida e da Fase Vapor .....	55
3.2.7 Condições de Contorno.....	59
3.2.8 Solução das equações diferenciais .....	60
3.3 MODELO HIDRODINÂMICO - MINITUBO DE CALOR HÍBRIDO .....	60
3.3.1 Parâmetros Geométricos .....	61
3.3.2 Hipóteses Simplificativas.....	62
3.3.3 Conservação da Massa e Energia.....	63
3.3.4 Conservação da Quantidade de Movimento .....	63
3.3.5 Fator de Atrito da Fase de Vapor .....	65
3.3.6 Condições de Contorno.....	66
3.3.7 Solução das Equações Diferenciais.....	67
3.4 MODELO TÉRMICO - MINITUBO DE CALOR FIOS-PLACAS .....	67
3.4.1 Filme Fino de Líquido .....	68
3.4.2 Modelo Térmico Nodal.....	71
3.4.2.1 Resistência térmica transversal.....	73
3.4.2.2 Resistência térmica longitudinal.....	77
3.4.3 Transferência de Calor no Condensador .....	77
3.4.4 Transferência de Calor no Evaporador .....	82
3.5 MODELO TÉRMICO - MINITUBO DE CALOR HÍBRIDO .....	87
3.5.1 Transferência de Calor no Evaporador .....	88
3.5.1.1 Resistência térmica transversal.....	88

3.5.1.2 Resistência térmica longitudinal .....	90
3.6 SOLUÇÃO NUMÉRICA DOS MODELOS .....	91
3.6.1 Minitubos de Calor Fios-Placas.....	91
3.6.2 Minitubos de Calor Híbridos .....	92
3.7 CONCLUSÕES .....	96
<b>CAPÍTULO 4 - ANÁLISE EXPERIMENTAL .....</b>	<b>97</b>
4.1 ESCOLHAS DAS CONFIGURAÇÕES DOS MINITUBOS DE CALOR.....	97
4.1.1 Estruturas Capilares.....	98
4.1.2 Dimensões e Geometrias .....	100
4.2 PROCESSOS DE FABRICAÇÃO .....	101
4.2.1 Técnica de Soldagem por Difusão .....	102
4.2.2 Técnica de Sinterização .....	106
4.2.2.1 Minitubo de calor sinterizado reto.....	106
4.2.2.2 Minitubo de calor híbrido.....	107
4.2.2.3 Minitubos de calor com fios e palitos sinterizados.....	108
4.3 BANCADA EXPERIMENTAL .....	110
4.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL.....	114
4.4.1 Carregamento e Selamento .....	115
4.4.2 Testes.....	116
4.5 CARACTERIZAÇÃO DO ELEMENTO POROSO .....	117
4.5.1 Determinação da Porosidade – Princípio de Arquimedes.....	118
4.5.2 Determinação de Diâmetro Crítico – Extrusão Capilar .....	119
4.5.3 Determinação de Permeabilidade .....	120
4.6 EXPERIMENTO EM MICROGRAVIDADE – FOGUETE DE SONDAGEM.....	121
4.6.1 Características do Voo.....	122
4.6.2 Objetivo do Experimento.....	123
4.6.3 Descrição do Experimento.....	123
4.6.3.1 Módulo TCM-A .....	126
4.6.3.2 Módulo TCM-C.....	129
4.6.3.3 Módulo TCM-D .....	130
4.6.3.4 Controle externo.....	131

4.6.4	Operação do Experimento.....	132
4.6.5	Ensaio de Ambientais de Aceitação .....	134
4.7	EXPERIMENTO COM MINITUBO DE CALOR INSERIDO EM UM <i>LAPTOP</i> .....	135
4.7.1	<i>Laptop</i> Escolhido para os Testes.....	135
4.7.2	Bancada de Testes Iniciais .....	137
4.7.3	Montagem do Minitubo na Configuração do <i>Laptop</i> .....	138
4.7.4	Instalação do Minitubo de Calor Híbrido no <i>Laptop</i> .....	139
4.8	ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS .....	141
4.9	CONCLUSÕES.....	142
	<b>CAPÍTULO 5 - ANÁLISE DE RESULTADOS .....</b>	<b>143</b>
5.1	RESULTADOS DA CARACTERIZAÇÃO DO MEIO POROSO SINTERIZADO .....	143
5.1.1	Tipos de Pós Metálicos .....	143
5.1.2	Determinação da Porosidade – Princípio de Arquimedes.....	145
5.1.3	Determinação de Diâmetro Crítico – Extrusão Capilar .....	146
5.1.4	Determinação de Permeabilidade.....	147
5.2	RESULTADOS TEÓRICOS .....	149
5.2.1	Resultados do Modelo Hidrodinâmico .....	150
5.2.1.1	Variação do raio do menisco .....	150
5.2.1.2	Distribuição de pressão.....	152
5.2.1.3	Perfis de velocidade do líquido e do vapor.....	153
5.2.1.4	Limite máximo de transferência de calor .....	157
5.2.2	Resultados do Modelo Térmico .....	158
5.2.3	Estudo Paramétrico .....	162
5.2.4	Otimização de parâmetros de projeto.....	164
5.3	RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....	168
5.3.1	Resultados Experimentais em Bancada .....	169
5.3.1.1	Minitubos de calor retos .....	169
5.3.1.2	Minitubos de calor em “S” .....	180
5.3.1.3	Volume de carregamento do minitubos.....	186
5.3.2	Resultados dos Testes em Microgravidade .....	189
5.3.3	Resultados dos Testes com o <i>Laptop</i> .....	195
5.3.3.1	Análise termográfica.....	200

5.4 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS EXPERIMENTAIS E TEÓRICOS.....	201
5.4.1 Modelo Hidrodinâmico.....	201
5.4.2 Modelo Térmico .....	205
5.5 CONCLUSÕES .....	208
<b>CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....</b>	<b>209</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>214</b>
<b>APÊNDICE A - PRINCÍPIOS FÍSICOS QUE REGEM A OPERAÇÃO DE MINITUBOS DE CALOR.....</b>	<b>227</b>
A.1. TENSÃO SUPERFICIAL.....	227
A.2. MOLHABILIDADE .....	228
A.3. ÂNGULO DE CONTATO LÍQUIDO-SÓLIDO .....	229
A.4. CAPILARIDADE .....	231
A.5. POROSIDADE .....	234
A.6. TAMANHO DA PARTÍCULA DE PÓ METÁLICO .....	235
A.7. PERMEABILIDADE.....	235
A.8. GRAVIDADE.....	240
A.9. MUDANÇA DE FASE NA INTERFACE LÍQUIDO-VAPOR .	241
A.10. CONDUTIVIDADE TÉRMICA EFETIVA EM ESTRUTURAS CAPILARES.....	243
A.11. PRESSÃO DE DISJUNÇÃO.....	250
<b>APÊNDICE B - ANÁLISE GEOMÉTRICA DO MINITUBO DE CALOR FIOS-PLACAS.....</b>	<b>255</b>
<b>APÊNDICE C - ANÁLISE GEOMÉTRICA DO MENISCO.....</b>	<b>260</b>
C.1. COMPRIMENTOS DA SUPERFÍCIE DO FIO AO SEU CENTRÓIDE.....	260
C.2. DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE $C_0$ .....	262
C.3. DETERMINAÇÃO DO COMPRIMENTO $L_2$ .....	263

C.4. DETERMINAÇÃO DA ESPESSURA DA CAMADA DE LÍQUIDO AFETADA PELA VARIAÇÃO DA CURVATURA DO FIO .....	264
<b>APÊNDICE D - ANÁLISE DE INCERTEZAS.....</b>	<b>266</b>
D.1. INCERTEZA NA POTÊNCIA IMPOSTA .....	266
D.2. INCERTEZA NA RESISTÊNCIA TÉRMICA EXPERIMENTAL .....	269
D.3. INCERTEZA NAS TEMPERATURAS MEDIDAS .....	269
D.4. CÁLCULO DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS .....	270
<b>ANEXO A - DADOS DOS PÓS METÁLICOS UTILIZADOS ....</b>	<b>273</b>
A.1. PÓ METÁLICO – PAM.....	273
A.1.1. DADOS DO FORNECEDOR.....	273
A.1.2. DISTRIBUIÇÃO GRANULOMÉTRICA .....	273
A.2. PÓ METÁLICO – PAQ .....	275
A.2.1. DADOS DO FORNECEDOR.....	275
A.2.2. DISTRIBUIÇÃO GRANULOMÉTRICA.....	275
A.3. PÓ METÁLICO – PAC .....	277
A.3.1. DADOS DO FORNECEDOR.....	277
A.3.2. DISTRIBUIÇÃO GRANULOMÉTRICA.....	277
A.4. PÓ METÁLICO – PAF.....	279
A.4.1. DADOS DO FORNECEDOR.....	279
A.4.2. DISTRIBUIÇÃO GRANULOMÉTRICA.....	279

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: O primeiro computador portátil Osborne 1 (fonte: <i>Wikipedia</i> ).....	4
Figura 2.2: O GRID Compass 1100 a bordo do ônibus espacial e uma fotografia do primeiro modelo (fonte: <i>Wikipedia</i> ). ....	5
Figura 2.3: Processador e o local onde o calor se concentra ( <i>die</i> ). ....	6
Figura 2.4: Previsões quanto às características dos transistores, de acordo com a Lei de Moore (fonte: ITRS, 2004). ....	6
Figura 2.5: Uso de tubos de calor em computadores portáteis (fonte: Machiroutu, 2006).....	7
Figura 2.6: Uso de tubos de calor em computadores portáteis: (a) tubos de calor conectado ao teclado, (b) tubo de calor conectado à uma placa de alumínio externa, (c) tubo de calor conectado à parte posterior da tela e (d) tubo de calor conectado à parte inferior do computador (fonte: Xie, 1996). ....	8
Figura 2.7: Esboço de um computador portátil (fonte: Viswanath, 2000) e o dispositivo para controle de temperatura.....	9
Figura 2.8: Pontos quentes no <i>die</i> (fonte: Mahajan <i>et al.</i> , 2006). ....	12
Figura 2.9: Funcionamento de um tubo de calor convencional (Couto, 2003). ....	14
Figura 2.10: Fluxograma para o projeto de tubos de calor (Reay e Kew, 2006). ....	15
Figura 2.11: Permeabilidade e força capilar de estruturas capilares. ....	17
Figura 2.12: Tipos de ranhuras usinadas – a) retangular; b) triangular; c) trapezoidal; d) retangular (fonte: Peterson (2002); Kang <i>et al.</i> (2002); Peterson (1994)).....	18
Figura 2.13: Ranhuras extrudadas (fonte: Moon <i>et al.</i> (2004); Zaghdoudi <i>et al.</i> (2011); Li <i>et al.</i> (2008)). ....	18
Figura 2.14: Ranhura através de fios entre placas metálicas (fonte: Wang e .Peterson (2002)).....	19
Figura 2.15: Minitubo de calor de seção quadrada utilizado tela como meio capilar (fonte: Vasiliev (2006)). ....	20
Figura 2.16: Tubos de calor com metal sinterizado (fonte: Dunn and Reay (1994)). ....	20
Figura 2.17: Estágios do processo de sinterização (fonte: Thümmler e Oberacker, 1993).....	25
Figura 2.18: Formação do pescoço entre duas partículas. (a) Tensão de Laplace. (b) Pó de cobre sinterizado e a formação do pescoço (fonte: Huang, 2007).....	25

Figura 2.19: Mudança dimensional durante o processo de sinterização de pó de cobre a taxa de 3.9 °C/min até 925 °C (fonte: ASM, 1998). ...	27
Figura 2.20: Ranhura triangular coberta por uma fina camada de material poroso (fonte: Wang e Catton, 2001). .....	35
Figura 2.21: (a) Microestrutura da tela de cobre e a (b).sinterização de pó de níquel sobre ela (fonte: Franchi e Huang, 2007) .....	38
Figura 3.1: (a) Representação esquemática do minitubo fios-placas e (b) geometria do menisco de líquido.....	47
Figura 3.2: Volume de controle para conservação da quantidade de movimento.....	51
Figura 3.3: Volume de controle para conservação da massa.....	53
Figura 3.4: Volume de controle para as equações de conservação da energia.....	54
Figura 3.5: Canal do vapor: a) seção do condensador; b) seção adiabática e c) seção evaporador.....	58
Figura 3.6: (a) Representação esquemática do minitubo de calor híbrido e (b) seção transversal do minitubo híbrido na seção evaporador.....	61
Figura 3.7: (a) Representação de um canal e (b) parte do filme de líquido. ....	69
Figura 3.8: Rede nodal .....	71
Figura 3.9: (a) Seção transversal do filme de líquido, (b) circuito com as resistências térmicas transversais equivalentes. ....	74
Figura 3.10: Seção transversal do filme de líquido no condensador. ....	79
Figura 3.11: Parte da seção transversal do filme de líquido na seção do evaporador.....	82
Figura 3.12: (a) Geometria utilizada no modelo e (b) circuito de resistências térmicas equivalentes.....	89
Figura 3.13: Fluxograma para a solução das equações do minitubo fios-placas.....	94
Figura 3.14: Fluxograma para a solução das equações do minitubo híbrido. ....	95
Figura 4.1: Dimensões do minitubo de calor.....	100
Figura 4.2: Dispositivo de dissipação de calor do computador portátil <i>Thinkpad X200</i> da IBM®.....	101
Figura 4.3: Matrizes preparadas para o processo de soldagem. ....	102
Figura 4.4: Penúltima etapa da montagem do minitubo fios-placas....	104
Figura 4.5: Minitubo de calor fios-placas após a última etapa do processo de fabricação. ....	104

Figura 4.6: (a) Molde para a conformação da borda, (b) Molde para a conformação dos fios, (c) Etapa pré-soldagem a ponto, (d) Minitubo de calor após o processo de soldagem por difusão. ....	105
Figura 4.7: (a) Primeira etapa da fabricação do minitubo de calor sinterizado e (b) segunda etapa. ....	106
Figura 4.8: Dispositivo construído para espalhar o pó de cobre sobre as placas. ....	107
Figura 4.9: Minitubos híbridos retos e em “S” durante o processo de fabricação. ....	108
Figura 4.10: Etapas da fabricação dos minitubos de calor com fios e palitos:(a), (b), (c), (d) preparação da matriz para fabricação dos palitos sinterizados. (e) e (f) palitos com canal de vapor e maciço. (g) minitubo de calor com fios. (h) minitubo de calor com fios com canal de vapor central e palitos maciços. (i) minitubo de calor com fios e palitos com canal de vapor e (j) Imagem ampliada de um palito com canal de vapor. ....	109
Figura 4.11: Bancadas experimentais: (a) LABTUCAL e (b) NASA - GSFC. ....	110
Figura 4.12: Blocos aquecedores (a) inferior e (b) superior.....	111
Figura 4.13: Esboço da bancada experimental.....	112
Figura 4.14: (a) Localização dos termopares no minitubo de calor reto e (b) na bancada de teste (PI – placa inferior; PS – placa superior).....	113
Figura 4.15: (a) Localização dos termopares no minitubo de calor em “S” e (b) na bancada de teste (PI – placa inferior; PS – placa superior). ....	113
Figura 4.16: Procedimentos para de carregamento e selamento. ....	116
Figura 4.17: Minitubo lacrado. ....	116
Figura 4.18: Matriz para a fabricação das amostras utilizadas no processo de caracterização. ....	118
Figura 4.19: Etapas para a determinação da densidade aparente das amostras sinterizadas. ....	119
Figura 4.20: Detalhe do embutimento da amostra e da bancada de teste. ....	120
Figura 4.21: Bancada de teste para determinação de permeabilidade e detalhe do medidor de vazão.....	121
Figura 4.22: Carga útil MICROG1. ....	122
Figura 4.23: Sequência de eventos do voo em microgravidade (fonte: Corrêa, 2008). ....	123
Figura 4.24: Esboços dos experimentos.....	125
Figura 4.25: Módulos experimentais.....	126

Figura 4.26: Esboço do experimento TCM-A.....	127
Figura 4.27: Módulo TCM - A.....	127
Figura 4.28: Localização dos termopares nos minitubos (a) em “S” e reto e (b) no bloco dissipador.....	128
Figura 4.29: Vistas do módulo TCM – C e compartimento com o sal.....	129
Figura 4.30: Localização dos termopares no (a) minitubo sinterizado e (b) no bloco dissipador.....	130
Figura 4.31: Sistema de aquisição.....	131
Figura 4.32: Controle para testes e recarregamento das baterias.....	131
Figura 4.33: Esquemático da conexão entre os equipamentos.....	133
Figura 4.34: Ensaios de ciclo térmico no IAE – São José dos Campos/SP.....	134
Figura 4.35: Ensaios em vibração senoidal no IAE – São José dos Campos/SP.....	134
Figura 4.36: <i>Laptop</i> utilizado nos testes.....	135
Figura 4.37: Seção transversal e local de instalação dentro do <i>laptop</i> .....	136
Figura 4.38: Caixa de alumínio para testes do minitubo de calor híbrido.....	137
Figura 4.39: Blocos aquecedores e resistência de cartucho.....	138
Figura 4.40: Gabarito para a montagem dos componentes de fixação sobre o minitubo e o minitubo híbrido após a soldagem.....	139
Figura 4.41: (a) Posicionamento dos termopares, (b) detalhe da cablagem dos termopares e (c) bancada de testes.....	140
Figura 4.42: Tubo de calor híbrido acoplado à placa mãe.....	141
Figura 5.1: Quatro tipos de pós metálicos de cobre.....	144
Figura 5.2: Amostras de estrutura porosas de cobre sinterizadas.....	145
Figura 5.3: Resultados dos ensaios de permeabilidade para os quatro tipos de pós.....	147
Figura 5.4: Número de Reynolds em função da potência aplica para os diferentes tipos de pós.....	149
Figura 5.5: Variação do raio do menisco no minitubo de calor fios-placas.....	151
Figura 5.6: Variação do raio do menisco no minitubo de calor híbrido.....	151
Figura 5.7: Distribuição da pressão do líquido e vapor por canal para o minitubo de calor fios-placas reto.....	152
Figura 5.8: Distribuição da pressão do líquido e vapor por canal para o minitubo de calor híbrido reto.....	153
Figura 5.9: Perfil de velocidade da fase líquida para o minitubo fios-placas.....	154

Figura 5.10: Perfil de velocidade da fase de vapor para o minitubo fios-placas. ....	155
Figura 5.11: Perfil de velocidade da fase líquida para o minitubo híbrido. ....	156
Figura 5.12: Perfil de velocidade da fase de vapor para o minitubo híbrido. ....	157
Figura 5.13: Variação da espessura do filme de líquido ao longo da seção do condensador (no detalhe, o esboço da seção transversal do menisco na região de filme fino). ....	159
Figura 5.14: Variação da espessura de filme e do fluxo de calor em uma seção transversal do condensador. ....	159
Figura 5.15: Variação da espessura de filme e do fluxo de calor em uma seção transversal do evaporador. ....	160
Figura 5.16: Variação da espessura de filme e do fluxo de calor na região de transição do evaporador. ....	161
Figura 5.17: Efeito do ângulo de contato no limite capilar de um minitubo de calor fios-placas. ....	163
Figura 5.18: Influência do diâmetro do fio na transferência de calor. ....	164
Figura 5.19: Influência da variação do espaçamento entre fios na transferência de calor. ....	165
Figura 5.20: Influência do tipo de pó na transferência de calor. ....	166
Figura 5.21: Influência da espessura do meio poroso na transferência de calor. ....	167
Figura 5.22: Influência do diâmetro médio da partícula de pó metálico e da porosidade sobre a máxima capacidade de transporte de calor em um minitubo híbrido. ....	168
Figura 5.23: Distribuição de temperatura em função da posição axial em um minitubo de calor fios-placas reto. ....	169
Figura 5.24: Distribuição de temperatura em função da posição axial em um minitubo de calor híbrido reto. ....	170
Figura 5.25: Distribuição de temperatura em função da posição axial em um minitubo de calor sinterizado reto. ....	170
Figura 5.26: Comparação das resistências térmicas para diferentes temperaturas de banho para minitubo de calor híbrido reto. ....	172
Figura 5.27: Comparação da resistência térmica para dois fluidos, água e metanol, para o minitubo híbrido reto. ....	173
Figura 5.28: Comparação da resistência térmica para diferentes tipos de pós metálicos para o minitubo de calor híbrido. ....	173
Figura 5.29: Comparação da resistência térmica para diâmetros de fios diferentes para o minitubo de calor fios-placas. ....	174

Figura 5.30: Comparação da resistência térmica para diferentes espessuras de camada de pó metálico para o minitubo de calor híbrido. ....	175
Figura 5.31: Seção transversal do minitubo de calor híbrido. ....	176
Figura 5.32: (a) Minitubo de calor híbrido com palitos com canal de vapor central e (b) minitubo de calor híbrido com palitos maciços. ...	176
Figura 5.33: Comparação das resistências térmicas para dois tipos de tubos minitubo fios-placas com palitos sinterizados maciços e com canal de vapor. ....	177
Figura 5.34: Comparação da resistência térmica entre dois comprimentos de evaporadores para o minitubo de calor híbrido reto. ....	178
Figura 5.35: Comparação da resistência térmica para dois comprimentos de evaporadores para o minitubo de calor híbrido. ....	178
Figura 5.36: Comparação das resistências térmicas para três tipos de tubos: minitubo fios-placas, híbrido e sinterizado. ....	179
Figura 5.37: Minitubo de calor do laptop <i>Dell</i> <sup>®</sup> e sua seção transversal. ....	180
Figura 5.38: Comparação das resistências térmicas para diferentes temperaturas de banho para o minitubo de calor sinterizado do computador <i>Dell</i> <sup>®</sup> . ....	181
Figura 5.39: Comparação das resistências térmicas para diferentes temperaturas de banho para o minitubo de calor ranhurado do computador <i>IBM</i> <sup>®</sup> . ....	182
Figura 5.40: Minitubo de calor híbrido em “S” com largura de 12 mm. ....	182
Figura 5.41: Comparação das resistências térmicas para diferentes espessuras de material sinterizado para o minitubo de calor híbrido de 12 mm de largura. ....	183
Figura 5.42: Minitubo de calor híbrido em “S” com largura de 20 mm. ....	184
Figura 5.43: Comparação das resistências térmicas entre diferentes temperaturas de banho para o minitubo de calor híbrido de 20 mm de largura. ....	184
Figura 5.44: Minitubo de calor híbrido reto de 20 mm de largura por 180 mm de comprimento. ....	185
Figura 5.45: Comparação entre três tipos de minitubos de calor. ....	185
Figura 5.46: Comparação entre volume de carregamentos diferentes para o minitubo de calor híbrido reto. ....	188

Figura 5.47: Comparação entre volume de carregamentos diferentes para o minitubo de calor híbrido em “S”.	188
Figura 5.48: Distribuição de temperatura na condição de gravidade do minitubo de calor híbrido reto.	190
Figura 5.49: Distribuição de temperatura na condição de gravidade do minitubo de calor fios-placas em “S”	190
Figura 5.50: Distribuição de temperatura na condição de gravidade do minitubo de calor sinterizado sem o uso de PCM.	191
Figura 5.51: Distribuição de temperatura na condição de gravidade do minitubo de calor sinterizado com o uso de PCM.	192
Figura 5.52: Distribuição de temperatura na condição de microgravidade do minitubo de calor híbrido reto.	193
Figura 5.53: Distribuição de temperatura na condição de microgravidade do minitubo de calor fios-placas em “S”	194
Figura 5.54: Distribuição de temperatura na condição de microgravidade do minitubo de calor sinterizado reto.	194
Figura 5.55: Comparação entre o minitubo de calor original e o minitubo híbrido na configuração do laptop.	196
Figura 5.56: Teste de inicialização do computador com o minitubo de calor original.	198
Figura 5.57: Teste de inicialização do computador com o minitubo de calor híbrido.	198
Figura 5.58: Teste com 100% de uso do processador na configuração original do computador.	199
Figura 5.59: Teste com 100% de uso do processador na configuração com o minitubo híbrido.	200
Figura 5.60: Imagens em infravermelho do laptop em funcionamento com o minitubo de calor original e o minitubo híbrido.	201
Figura 5.61: Comparação entre os resultados teóricos e experimentais para o minitubo de calor fios-placas reto carregado com metanol.	202
Figura 5.62: Comparação entre os resultados teóricos e experimentais para o minitubo de calor híbridos carregado com metanol.	203
Figura 5.63: Comparação entre os resultados teóricos e experimentais para o minitubo de calor híbridos em “S” carregado com água destilada.	204
Figura 5.64: Comparação entre a temperatura de parede medida e a calculada para o minitubo de calor fios-placas.	206
Figura 5.65: Comparação entre a temperatura de parede medida e a calculada para o minitubo de calor híbrido.	207
Figura A.1: Contatos molhados e não molhados.	229

Figura A.2: Gota em descaso sobre uma superfície sólida.....	230
Figura A.3: Menisco arbitrariamente curvo, com dois raios de curvatura. .....	233
Figura A.4: Coluna de líquido suportado entre duas placas.....	243
Figura A.5: Modelo de transferência de calor para arranjos em série e paralelo.....	245
Figura A.6: Comparação dos modelos de condutividade térmica efetiva. .....	249
Figura A.7: Seção transversal do filme de líquido na região do evaporador.....	252
Figura B.1: Geometria do menisco de líquido do minitubo de calor...	255
Figura C.1: Centróide para um quarto de círculo.....	260
Figura C.2: Centróide para um semi-círculo.....	261
Figura C.3: Seção do menisco na ranhura fios-placas.....	263

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Dissipação térmica dos componentes de um computador portátil (fonte: Browning, 2008) .....	11
Tabela 2.2: Temperaturas e tempo de sinterização típicos (fonte: ASM, 1998). .....	28
Tabela 2.3: Características dos meios porosos aplicados a minitubos de calor encontrado na literatura.....	34
Tabela 2.4: Resultados encontrado para cada tipo de tubo de calor.....	37
Tabela 3.1: Tipos de modelos propostos.....	43
Tabela 3.2: Termos da equação da conservação da quantidade de movimento. ....	50
Tabela 4.1: Configurações dos minitubos de calor. ....	99
Tabela 4.2: Dimensões dos minitubos de calor testados.....	101
Tabela 4.3: Características do voo da Operação Maracati II (fonte: Corrêa, 2008) .....	122
Tabela 4.4: Principais dados físicos do experimento. ....	125
Tabela 4.5: Potência elétrica fornecida a cada minitubo de calor. ....	132
Tabela 5.1: Densidade aparente e porosidade.....	146
Tabela 5.2: Pressão capilar, diâmetro crítico e diâmetro médio das partículas para os diferentes tipos de pó. ....	146
Tabela 5.3: Valores de permeabilidade obtidos através da equação de Forchheimer e Darcy.....	148
Tabela 5.4: Valores comparativos para o circuito de resistências equivalentes.....	162
Tabela 5.5: Volume de carregamento teórico dos minitubos de calor.	187
Tabela 5.6: Características dos minitubos testados em microgravidade. ....	189
Tabela 5.7: Comparação entre os resultados em gravidade e microgravidade em termo de resistência térmica. ....	195
Tabela 5.8: Erro médio quadrático e erro do desvio médio para os resultados dos modelos hidrodinâmicos dos minitubos de calor testados. ....	205
Tabela 5.9: Erro médio quadrático e erro do desvio médio para os resultados dos modelos térmicos dos minitubos de calor testados.....	207
Tabela A.6.1: Regimes de escoamento para número de Reynolds intersticial (Kaviany, 1995).....	237
Tabela A.6.2: Equações de permeabilidade para fluidos compressíveis e incompressíveis (Innocentini <i>et al.</i> , 1999 e Berti, 2008). ....	238
Tabela A.6.3: Ângulo de contato (Avanço/recuo) (Faghri, 1995). ....	243

Tabela A.6.4: Comparação entre dados experimentais e teóricos da condutividade térmica efetiva cobre/água. ....	250
Tabela A.6.5: Constantes de Hamaker propostas pela literatura. ....	254
Tabela D.4.1: Incertezas experimentais para o experimento em laboratório. ....	270
Tabela D.4.2: Incertezas experimentais para o experimento em microgravidade. ....	270
Tabela D.4.3: Incertezas experimentais para o minitubo de calor híbrido reto – água – 0,5 ml – PAM – 20 mm evaporador – $T_b=40^\circ\text{C}$ . ....	271
Tabela D. 4.4: Incertezas experimentais para o minitubo de calor híbrido reto – metanol – 0,4 ml – PAM – 20 mm evaporador – $T_b=40^\circ\text{C}$ . ....	271
Tabela D. 4.5: Incertezas experimentais para os minitubos de calor do experimento TCM – voo. ....	272

## SIMBOLOGIA

### Alfabeto Latino

$A$	área ou constante de Hamaker	$[m^2]$
$A_{cv}$	área do canal de vapor	$[m^2]$
$A_s$	área da seção transversal do meio poroso	$[m^2]$
$d_c$	diâmetro crítico	$[m]$
$d_p$	diâmetro médio das partículas de pó metálico	$[m]$
$D_w$	diâmetro do fio;	$[m]$
$E$	Energia livre	
$f_l$	Fator de atrito do líquido	
$F_m$	Figura de mérito;	$[W/m^2]$
$f_v$	Fator de atrito do vapor	
$g$	aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
$H$	altura do triângulo;	$[m]$
$h_{lv}$	calor latente de vaporização;	$[kJ/kg]$
$h_s$	espessura do meio poroso;	$[m]$
$h_{cv}$	espessura do canal de vapor	$[m]$
$h_p$	espessura da placa de cobre	$[m]$
$m_s$	massa seca	kg
$m_m$	massa molhada	kg
$\bar{M}$	massa molar	$[kg/mol]$
$n_i$	número de moles do i-ésimo componente para sistemas multicomponentes;	
$K$	permeabilidade;	$[m^2]$
$K_c$	curvatura do menisco;	$[m]$
$k_p$	condutividade térmica da placa de cobre	$[W/mK]$
$k_{ef}$	condutividade térmica efetiva	
$p$	perímetro;	$[m]$
$P$	pressão;	Pa
$P_d$	pressão de disjunção	Pa
$Q$	taxa de calor;	$[W]$
$q''$	fluxo de calor;	$[W/m^2]$
$R$	resistência térmica;	$[^{\circ}C/W]$
$\bar{R}$	constante dos gases	$[J/mol.K]$
$Re$	número de Reynolds;	
$r_p$	raio efetivo do poro;	$[m]$
$r_h$	raio hidráulico;	$[m]$

$r_m$	raio do menisco;	[m]
$R_c$	raio do capilar	[m]
$R_w$	raio do fio;	[m]
$S$	coeficiente de espalhamento	
$s$	coordenada transversal do menisco	[m]
$T$	temperatura;	[°C]
$T_p$	temperatura da parede	[°C]
$u_l$	velocidade do líquido;	[m/s]
$u_v$	velocidade do vapor;	[m/s]
$\bar{V}_l$	volume molar	[m <sup>3</sup> /mol]
$X$	raio formado na região do pescoço;	[m]
$x$	coordenada longitudinal do menisco	[m]
$w$	espaçamento entre fios;	[m]
$W$	largura do triângulo;	[m]
$W_t$	largura do minitubo de calor;	[m]
$W_{vs}$	largura do canal de vapor;	[m]
$w_{cont}$	largura do contato placa/fio	[m]
$Y$	raio de curvatura do pescoço;	[m]

### Alfabeto Grego

$\xi$	parâmetro geométrico adimensional;	-
$\alpha, \theta$	ângulo de contato;	[°,rad]
$\sigma$	tensão superficial;	[N/m]
$\tau$	tensão de cisalhamento;	[N/m]
$\lambda$	condutividade térmica	[W/m.K]
$\rho_v$	massa específica do vapor;	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_l$	massa específica do líquido;	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\delta$	espessura da camada de líquido	[m]
$\mu_v$	viscosidade do vapor;	[kg/ms]
$\mu_l$	viscosidade do líquido;	[kg/ms]
$\phi$	diâmetro ;	[m]
$\varphi$	razão de aspecto	-
$\omega$	ângulo	[°,rad]

### Índices

0	inicial
adi	seção adiabática;

con	condensador
cv	canal de vapor
cap	capilar;
cr	crítico
d	pressão de disjunção ou <i>disjoining pressure</i>
eva	evaporador;
ex	experimental
h	hidráulico;
i	interface;
l	líquido;
m	menisco
max	máximo;
p	poro
s	sólido;
sat	saturado;
teo	teórico
v	vapor;
w	parede;

## Siglas

AEB	Agência Espacial Brasileira;
AO	Anúncio de Oportunidades;
CPL	<i>Capillary Pump Loop</i>
CTA	Centro Técnico Aeroespacial
INPE	Instituto de Pesquisas Espaciais;
INPI	Instituto Nacional de Propriedade Intelectual
ISS	International Space Station (Estação Espacial Internacional);
LABMAT	Laboratório de Materiais;
LABTUCAL	Laboratório de Tubos de Calor;
LEPTEN	Laboratórios de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia
LHP	<i>Loop Heat Pipe</i>
LMP	Laboratório de Mecânica de Precisão;
MHP	Minitubos de Calor;
NASA - GFSC	NASA – Goddard Space Flight Center
PCM	<i>Phase Change Material</i> ;
TCE	Thermal Control Experiment;
TCM	Tubos de Calor em Microgravidade;

## RESUMO

Neste trabalho propõe-se o estudo experimental e teórico de minitubos de calor híbridos, fabricados a partir da combinação de dois tipos de estruturas capilares: as ranhuras do tipo fios e placas, onde fios de cobre roliços são soldados por difusão a placas planas de cobre, e a tecnologia de meio poroso, onde pós metálicos são sinterizados. A fabricação dos minitubos utilizados neste trabalho foi desenvolvida no Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL) em conjunto com o Laboratório de Materiais (LABMAT) desta universidade.

Uma revisão bibliográfica sobre o estado da arte em minitubos de calor e de sua aplicação para o controle térmico de computadores portáteis é apresentada. Baseado em trabalhos da literatura especializada, foi desenvolvido um modelo hidrodinâmico acoplado a um modelo térmico unidimensional em regime permanente, para a previsão da máxima capacidade de transporte de calor e da distribuição da temperatura de parede do dispositivo. Os resultados dos modelos matemáticos foram comparados com resultados experimentais obtidos a partir de testes em laboratório, para minitubos carregados com metanol. Verificou-se também que o desempenho térmico dos minitubos de calor híbridos foi superior ao desempenho dos minitubos com estrutura capilar simples, do tipo fios e placas e sinterizado. Através desta constatação, um minitubo de calor híbrido em formato de “S” foi inserido em um computador portátil e testado com sucesso em uma situação real de uso.

Este trabalho apresenta algumas contribuições para o estado da arte em minitubos de calor, dentre elas, o desenvolvimento de um novo tipo de configuração de estrutura capilar, cuja patente foi requerida; o desenvolvimento da metodologia de fabricação destes dispositivos; o desenvolvimento de modelo matemático que permitiu a análise da influência de parâmetros no seu desempenho térmico e resultados de testes dos dispositivos em ambiente de microgravidade.

Para a parte sinterizada, estudos mostraram que o parâmetro mais importante é a permeabilidade do líquido no meio poroso, enquanto que para a parte ranhurada o parâmetro de grande influência é o ângulo de contato entre fluido e parede (metal). Procedimentos de medição de permeabilidade e a determinação do ângulo de contato mais adequado para a geometria fios e placas são também discutidos neste trabalho.

Os testes em microgravidade dos minitubos de calor foram financiados pela Agência Espacial Brasileira (AEB) e fazem parte do

Programa Microgravidade, que culminou no lançamento do foguete VSB-30 em dezembro de 2010 na base aérea de Alcântara/MA.

## ABSTRACT

This work presents an experimental and theoretical study of hybrid mini heat pipes, fabricated with a combination of two types of capillary structures: grooves, made of copper wires welded by diffusion to flat plates, and porous media technology, where metal powders were sintered. The mini heat pipes used in this study was developed at the Heat Pipes Laboratory (LABTUCAL) in partnership with the Material Laboratory (LABMAT).

A literature review of the state of art of mini heat pipes and their application on laptop thermal control are presented. Based on a literature study, an one-dimensional steady state hydrodynamic model coupled to a thermal model was developed to predict the maximum heat transport capacity and wall temperature distribution. The results of the mathematical models were compared with experimental results in mini heat pipes charged with methanol. The hybrid mini heat pipe showed a higher thermal performance than those devices with one single capillary structure as sintered and wire mini heat pipes. Through this confirmation, a hybrid mini heat pipe was inserted into a laptop computer and successfully tested.

The main contributions of this work are: development of a new type of capillary structure configuration, whose patent was required; development of a fabrication methodology for these devices, development of a mathematical model to predict the maximum operational conditions and optimum designed parameters and the test results under microgravity conditions.

Regarding the sintered part, studies have shown that the most important parameter is the determination of the liquid permeability in the porous medium, while, for the grooved part, the parameter of great influence is the contact angle. Procedures to determine the permeability experimentally and the most appropriate contact angle for the grooved geometry were also discussed in this work.

The mini heat pipe tests under microgravity conditions were supported by Brazilian Space Agency (AEB) as part of the Microgravity Program, which culminated in the launch of the VSB-30 rocket in December of 2010 at the Alcantara/MA Air Force base.



# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

A eletrônica é possivelmente a área que apresentou maior desenvolvimento tecnológico no último século e tem influenciado a vida da população mundial em muitos aspectos. O desenvolvimento da tecnologia de computadores portáteis pode ser tomado como exemplo. Há poucas décadas, um computador portátil possuía pequena capacidade de processamento de dados e, apesar da designação, pesava 10,7 kg. Hoje, têm-se, a preços populares, computadores portáteis leves, de grande velocidade e capacidade de processamento. As indústrias, deste modo, tentam atender às exigências do mercado que demanda pelo consumo de produtos eletrônicos leves, compactos e de aparência agradável.

Este progresso foi possível devido ao desenvolvimento tecnológico dos componentes eletrônicos, que se tornaram menores e mais eficientes. Porém, como os componentes dissipam calor, a sua miniaturização trouxe como consequência problemas de superaquecimento dos equipamentos, prejudicando o seu funcionamento, devido às dificuldades na dissipação de calor. Novas tecnologias são necessárias para a solução de problemas térmicos em ambientes compactos, que no passado seriam facilmente resolvidos com o uso de dissipadores acoplados a ventiladores. Cita-se o caso dos grandes fabricantes de processadores eletrônicos, que hoje investem cada vez mais em tecnologias de resfriamento de seus componentes.

A tecnologia de minitubos de calor, que até então era empregada apenas para controle de temperatura de componentes eletrônicos em satélites, tornou-se a alternativa mais viável para atender às demandas de controle térmico de componentes eletrônicos. Os minitubos de calor são dispositivos que promovem a eficiência na transferência de calor. São de simples fabricação e, portanto, de custo reduzido, quando a sua geometria é favorável. Porém, à medida que seu tamanho se reduz, a complexidade de fabricação aumenta, aumentando o seu custo.

Para as aplicações destes dispositivos em computadores portáteis, a otimização de aspectos relacionados à geometria e massa são os fatores preponderantes, necessitando de um bom conhecimento dos mecanismos fundamentais que governam os fenômenos de troca térmica. Desta forma, estudos destes fundamentos são essenciais para o

desenvolvimento da tecnologia de tubos de calor, incluindo os seguintes aspectos:

- Estudo do fenômeno da transferência de calor por mudança de fase. A transferência de calor por mudança de fase é, até o presente momento, a melhor opção para o controle térmico de computadores portáteis. Como já mencionado, a constante necessidade por produtos leves e de alto desempenho motiva o estudo contínuo a respeito de tubos de calor e a busca por dispositivos cada vez mais eficientes.
- Estudo de fenômenos que ocorrem no interior dos minitubos de calor, tais como: o ângulo de contato formado entre o fluido de trabalho e o meio poroso na estrutura capilar de ranhuras, a tensão superficial entre o fluido de trabalho e o material do tubo, o desenvolvimento de estruturas que conciliem poros reduzidos com alta permeabilidade, etc.

Assim, o objetivo principal do presente trabalho é o desenvolvimento da tecnologia de minitubos de calor relativa a dispositivos fabricados a partir da combinação de duas estruturas capilares, aqui designados de minitubos híbridos, utilizando os processos de soldagem por difusão de fios a placas e sinterização de pó metálico. Sua eficiência foi comprovada através da comparação com minitubos constituídos por estruturas capilares únicas do tipo ranhura fios e placas e sinterizado. Em um segundo momento, adequou-se um destes dispositivos a um computador portátil, adaptando-o à sua geometria e às necessidades de transporte de calor. Diversas configurações do dispositivo foram fabricadas e testadas em laboratório. Algumas destas configurações foram também testadas em ambiente de microgravidade a bordo de foguetes de sondagem. Modelos matemáticos, para os dois tipos de estrutura capilar, foram desenvolvidos para a determinação da máxima capacidade de transporte de calor e da distribuição da temperatura de parede. Para a ranhura do tipo fios e placas, o modelo hidrodinâmico utilizado foi o mesmo desenvolvido por Paiva et al. (2011), enquanto que o modelo térmico foi adaptado a partir de modelos da literatura sobre minitubos de calor com ranhuras triangulares. Para o minitubo de calor híbrido, tanto o modelo hidrodinâmico quanto o térmico do minitubo de calor fios-placas foram acoplados aos modelos da parte sinterizada, constituindo um modelo inédito na literatura para este tipo de configuração. Comparado com os dados experimentais obtidos, os modelos foram validados com sucesso.

Neste texto a estrutura capilar ranhurada do tipo fios e placas soldadas por difusão passará a ser denominada de ranhura fios-placas e o minitubo contendo esta estrutura receberá a designação de minitubo de calor fios-placas.

Através do Programa de Doutorado Sanduíche no Exterior do Conselho Nacional de Pesquisa e Desenvolvimento Tecnológico (CNPq), parte deste trabalho foi desenvolvido em conjunto com o *Thermal Laboratory* do *Goddard Space Flight Center – NASA – Maryland/ EUA*, sob a orientação do Dr. Jentung Ku, renomado pesquisador da área de tubos de calor. Este instituto possui larga experiência no desenvolvimento de estruturas porosas aplicadas a tubos de calor testados em microgravidade, um dos temas deste trabalho, além de ampla experiência no desenvolvimento de experimentos para testes em microgravidade a bordo de foguetes e da Estação Espacial Internacional.

Este trabalho está estruturado da seguinte forma:

1. Capítulo 1 – Introdução: apresentação dos objetivos do presente trabalho.
2. Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica: uma revisão literatura especializada em minitubos de calor é apresentada, mostrando o estado da arte dos minitubos de calor, sua aplicação em computadores portáteis para controle térmico, identificando os principais conceitos relacionados aos mecanismos de transferência de calor por mudança de fase e as contribuições dos pesquisadores nesta área;
3. Capítulo 3 – Análise Teórica: são descritos os modelos matemáticos para a determinação do limite máximo de transferência de calor e distribuição de temperatura de parede para os minitubos fios-placas e híbridos.
4. Capítulo 4 – Análise Experimental: são apresentados a montagem experimental das bancadas de teste em laboratório, o experimento em microgravidade e a acoplagem de um minitubo de calor híbrido a um computador portátil.
5. Capítulo 5 – Análise de Resultados: são mostrados os dados experimentais e a comparação dos mesmos com os dados obtidos através do modelo matemático.
6. Capítulo 6 – Conclusões e Recomendações: são apresentadas as conclusões relativas a este trabalho, bem como propostas para trabalhos futuros nesta área.

## CAPÍTULO 2

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica dos diversos temas abordados neste trabalho. Inicialmente, será apresentado um panorama do desenvolvimento de minitubos de calor aplicados ao controle de temperatura em componentes eletrônicos e os tipos de estruturas capilares mais utilizadas na literatura. Em seguida será apresentada uma revisão sobre métodos de fabricação de estruturas capilares aplicadas a minitubos de calor. Depois, será apresentada uma revisão da literatura sobre os três tipos de minitubos desenvolvidos neste trabalho. Finalmente será apresentado um panorama dos experimentos em microgravidade desenvolvidos no LABTUCAL.

#### 2.1 CONTROLE TÉRMICO DE COMPUTADORES PORTÁTEIS

O desenvolvimento técnico de componentes eletrônicos permitiu a evolução dos primeiros computadores (*mainframes*) na década de 60, para microcomputadores na década de 70 e computadores pessoais (*PC*) na década de 80. A partir de então, os *PCs* ganharam popularidade e grande aceitação devido ao desenvolvimento de *softwares* com interfaces amigáveis, capacidade de comunicação e preços competitivos. Contudo, havia ainda a barreira da mobilidade. Foi em 1981, que Adam Osbourne, um ex-editor de livros, fundou a *Osbourne Computer* e produziu o Osbourne 1 (ver Figura 2.1), tido com o primeiro computador portátil da história, que pesava 10,7 kg. (Shoji, 1991).



Figura 2.1: O primeiro computador portátil Osbourne 1 (fonte: *Wikipedia*)..

O primeiro computador estilo *clamshell*, o GRID Compass 1100, (onde a tela de pequena espessura se dobra sobre o teclado), conceito que é utilizado hoje na maioria dos computadores portáteis, foi

introduzido no mercado em 1982 por Willian Moggridge, da *Grid Systems Comporation*. Seu principal comprador foi o governo americano, principalmente os órgãos de defesa. Ele também foi comprado pela NASA e usado no início do programa do ônibus espacial americano, como pode ser visto na Figura 2.2.

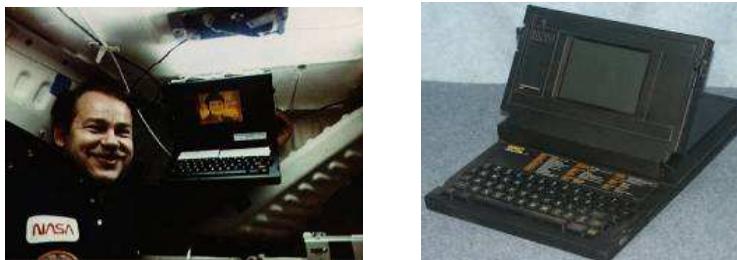


Figura 2.2: O GRID Compass 1100 a bordo do ônibus espacial e uma fotografia do primeiro modelo (fonte: *Wikipedia*).

Desde então, o desenvolvimento tecnológico tem permitido a construção de computadores portáteis cada dia menores e cada vez com maior capacidade de processamento. Porém, esta miniaturização tem criado um grande entrave: a concentração de calor. Segundo Mongia (2007), o controle térmico efetivo em sistemas portáteis tem sido e continuará sendo uma das questões tecnológicas mais críticas a serem resolvidas no desenvolvimento dos processadores. E por que a questão térmica é tão crítica em computadores? De acordo com Viswanath (2000), há duas razões principais em se manter a temperatura de operação do dispositivo em determinado nível:

- 1) os circuitos (transistores) são exponencialmente dependentes da temperatura, tanto que variações de 15 °C podem resultar na redução pela metade da vida útil do dispositivo;
- 2) o outro fator é a velocidade de processamento. Em temperaturas muito elevadas, o processador tem sua velocidade reduzida.

Os processadores atuais, principalmente os processadores de computadores portáteis, que são construídos com arquitetura diferentes dos computadores pessoais (*desktops*), podem funcionar normalmente em temperaturas mais elevadas, acima de 80 °C por algum tempo. O processador é projetado para operar abaixo da temperatura máxima e para isso um dispositivo de dissipação térmica deve ser utilizado para

dissipar e/ou transportar todo o calor para fora do compartimento do computador. Aliado a isto, a área de contato entre o processador e dispositivo de dissipação (*die*) é pequena, variando de 20 a 70 mm<sup>2</sup>, dependendo do tipo e do fabricante de processador (ver Figura 2.3). Desta forma, o fluxo de calor nesta região é elevado podendo chegar a 60 W/cm<sup>2</sup> em alguns computadores.

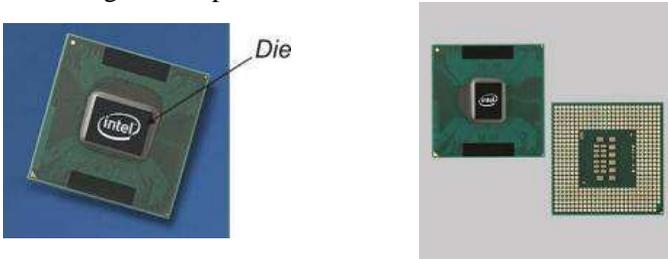


Figura 2.3: Processador e o local onde o calor se concentra (*die*).

Em 1965, Gordon Moore, um co-fundador da empresa Intel, fez um prognóstico que o número de transistores em um *chip* de computador aumentaria em 100% a cada dois anos. A progressão da Lei de Moore aplicada à tecnologia de semicondutores continua em curso e rege suas características, como por exemplo: tamanho dos transistores, densidade de transistores, velocidade e desempenho dos *chips* (Wang, 2007).

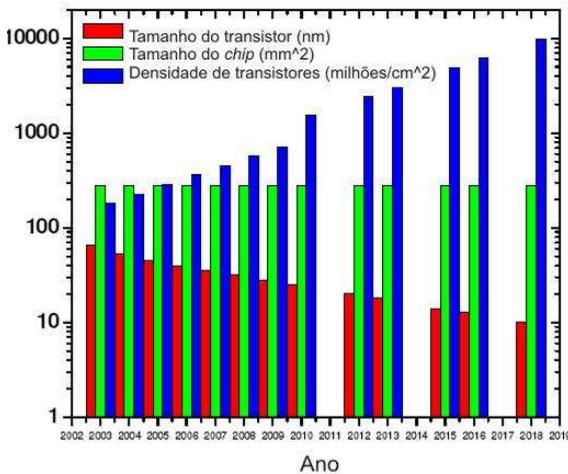


Figura 2.4: Previsões quanto às características dos transistores, de acordo com a Lei de Moore (fonte: ITRS, 2004).

De acordo com *International Technology Roadmap for Semiconductors* (ITRS, 2007) e conforme ilustrado na Figura 2.4, ainda ocorrerá uma contínua diminuição do tamanho dos transistores, ao mesmo tempo em que sua densidade aumentará para aproximadamente 10 bilhões de transistores por centímetro quadrado em 2018, enquanto que o tamanho do *chip* ficará praticamente constante, em torno de 260 mm<sup>2</sup>, durante as próximas duas décadas.

Quando a capacidade de processamento era pequena e a portabilidade de um computador com o *Grid Compass* era uma novidade, soluções de dissipação térmicas usuais, como aletas com ventiladores acoplados sobre o processador eram viáveis. À medida que a busca por produtos mais leves e portáteis e com desempenho semelhante a computadores pessoais (*desktops*) aumentou, a indústria necessitou buscar novas soluções térmicas. Embora uma variedade de técnicas de resfriamento tenha sido testada, a demanda urgente por produtos leves, compactos e de baixo custo aumentou o ímpeto pela busca e pesquisas por dispositivos com grande capacidade de transporte de calor. O tubo de calor, que até então era utilizado a bordo de satélites para controle térmico de componentes eletrônicos, passou a ser uma alternativa perfeitamente viável para o transporte de calor em computadores portáteis.

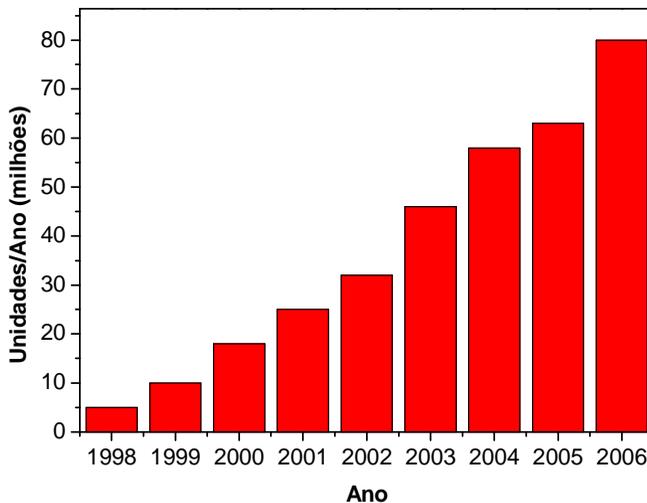


Figura 2.5: Uso de tubos de calor em computadores portáteis (fonte: Machiroutu, 2006).

A primeira vez que um tubo de calor foi utilizado em um computador portátil foi em 1994. Até então trocadores de calor metálicos eram usados para o controle de temperatura dos processadores (Kuzmin, 1994). A Figura 2.5 ilustra o crescente aumento do uso destes dispositivos em computadores.

Minitubos de calor foram propostos como solução térmica em computadores portáteis, que empregam como fontes fria: teclado, uma placa de alumínio externa, parte posterior da tela e parte inferior do computador (Xie *et al.*, 1996). A **Erro! Auto-referência de indicador não válida.** ilustra algumas destas configurações.

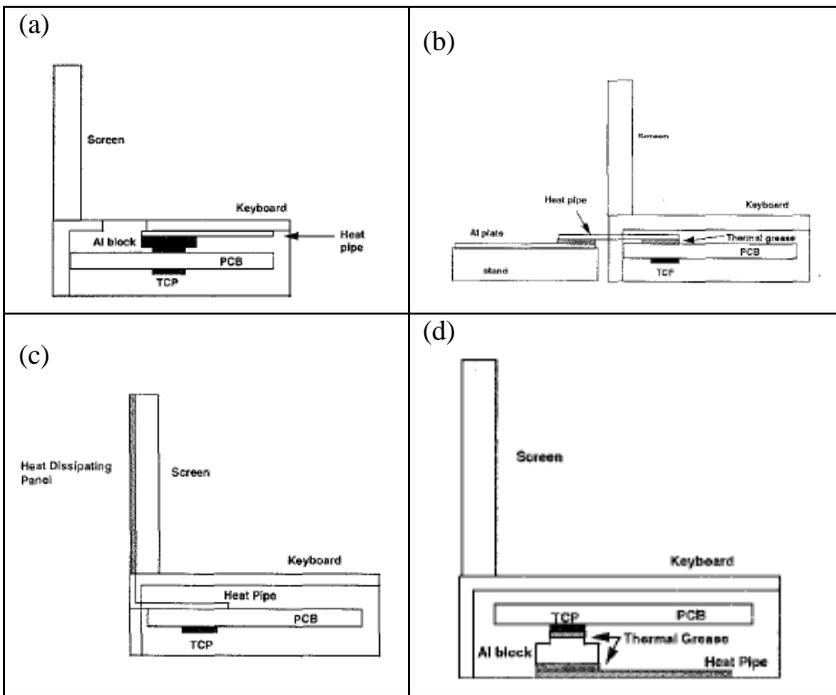


Figura 2.6: Uso de tubos de calor em computadores portáteis: (a) tubos de calor conectado ao teclado, (b) tubo de calor conectado à uma placa de alumínio externa, (c) tubo de calor conectado à parte posterior da tela e (d) tubo de calor conectado à parte inferior do computador (fonte: Xie, 1996).

Porém, a solução utilizada na maioria dos computadores portáteis atuais combina o uso dos tubos de calor com dissipadores de calor do tipo aletas, acoplados a seu condensador. Um detalhe que deve ser

esclarecido a respeito desta atual solução é que o tubo de calor propriamente dito é um dispositivo de transferência de calor, não um dispositivo de dissipação de calor. Sendo assim, o tubo de calor deve estar acoplado a outros componentes, tais como um sumidouro de calor com aletas, por exemplo, que aumenta a sua área de troca externa, efetuando a função de dissipação via convecção natural ou forçada. A contribuição tecnológica dos tubos de calor à área de controle de temperatura de computadores está relacionada a sua alta condutividade térmica, permitindo que o sumidouro de calor esteja localizado distante da fonte de calor. O tubo de calor pode também aumentar o desempenho do sumidouro de calor, na medida em que melhora a distribuição de calor, tornando a área superficial do sumidouro praticamente isotérmica. No outro extremo do tubo, o evaporador está em contato diretamente ao processador, mais especificamente com a região denominada de *die*. Um suporte é utilizado para a fixação do tubo no processador, de maneira a reduzir a resistência de contato entre as interfaces. Deste modo, vale salientar que de nada adianta um tubo de calor eficiente se as suas duas interfaces (evaporador e condensador) estiverem mal dimensionadas.

A Figura 2.7 ilustra um computador portátil que utiliza um tubo de calor para seu controle de temperatura. Ainda nesta figura, poder ser visto o dispositivo para o controle de temperatura com um minitubo de calor acoplado com aproximadamente 150 mm de comprimento.



Figura 2.7: Esboço de um computador portátil (fonte: Viswanath, 2000) e o dispositivo para controle de temperatura.

### 2.1.1 Tendências Atuais

Os computadores portáteis se tornaram extremamente populares nos últimos anos por razões já mencionadas neste texto. Hoje existe uma grande variedade de modelos e tipos de computadores portáteis de baixo custo disponíveis no mercado e que utilizam tubos de calor para o controle térmico de seus componentes. Os minitubos utilizados atualmente pela indústria eletrônica têm sua estrutura porosa constituída por material sinterizado ou ranhuras.

Segundo Mongia (2007), um particular desafio no projeto destes tipos de trocadores de calor para computadores portáteis, diferentemente de computadores pessoais e servidores, é a ausência de uma configuração padrão, ou seja, dependendo do tipo de fabricante haverá um projeto específico de minitubo de calor. Aliado a isto, o fabricante de computador frequentemente quer que a estrutura do computador não se altere servindo ao mesmo tempo para uma família de computadores, ou seja, que atenda tanto as necessidades térmicas de computadores de baixo desempenho quanto aos com maior capacidade de processamento. Como resultado, é frequentemente desejado que tanto os tubos de calor quanto a solução térmica como um todo cubra uma vasta gama de parâmetros de operação (potência, temperatura, etc.), mantendo ao mesmo tempo o desempenho adequado.

Uma das tendências que pode ser observada na indústria de computadores portáteis é o contínuo desejo por dispositivos com ampla funcionalidade e cada vez mais finos e leves que seus predecessores. Embora exista um grande número de desafios mecânicos no desenvolvimento de computadores com espessura de 20 mm ou mais finos, outro desafio significativo é alcançar as necessidades térmicas para que todo o sistema funcione. Para que computadores com tal espessura possam ser desenvolvidos, serão necessárias novas soluções térmicas que se enquadrem em dimensões tão confinadas. Para isto, tubos de calor com 3 mm de espessura ou mais finos serão necessários para atender os aspectos mecânicos e de massa (Mongia, 2007).

Outro aspecto levantado por Mongia (2007) é que os requisitos de controle de temperatura não são mais apenas relativos aos processadores. Disco rígido e principalmente placas de vídeo e memória necessitam ter suas temperaturas controladas. Para isso, alguns computadores portáteis possuem vários tubos de calor, cada um com uma função específica. Deste modo, a busca por estruturas capilares, e consequentemente, por tubos de calor mais eficientes reduziria o número destes dispositivos no interior dos computadores, diminuindo deste

modo sua massa e dimensões. Na Tabela 2.1 podem ser observadas as parcelas de dissipação térmica de cada componente no interior de um computador portátil.

Tabela 2.1: Dissipação térmica dos componentes de um computador portátil (fonte: Browning, 2008)

<b>Componentes</b>	<b>Potência dissipada (W)</b>
Processador	35
Placa de vídeo	10,5
Memória	5,6
Memória não volátil	0,6
Placa de rede	0,9
Placa de rede sem fio	1,8
Disco rígido	4
Bateria (auto aquecimento)	1,5
Regulador de voltagem da CPU	6,2
Sistema VR	4,8
Demais componentes	4,5
<b>Total do sistema</b>	<b>75,4</b>
<i>Processador</i>	<i>35</i>
<i>Outros itens</i>	<i>40,4</i>

Outra questão, abordada agora por Mahajan *et al.* (2006) e Wang (2007), é que a dissipação de calor em processadores tem se tornado não uniforme. Os processadores atuais têm em média fluxos de calor entre 10 a 60 W/cm<sup>2</sup>, porém existem algumas regiões onde pico de fluxos podem alcançar seis vezes estes valores. Esta ampla variação no fluxo de calor surgiu devido ao alto nível de integração dos transistores, especificamente na tecnologia “core” dos processadores Intel®. A Figura 2.8 mostra um gráfico típico do fluxo de calor em um processador de 1 mm<sup>2</sup>, em que fica bem evidente a presença de pontos quentes sobre a superfície do processador.

Estes pontos quentes provocam graves conseqüências no projeto de dissipação térmica de um trocador de calor, pois são suas temperaturas, e não a temperatura média do processador, que irão limitar a máxima temperatura de operação do dispositivo. Isto conduz a duas conseqüências indesejáveis: (1) a geração de calor não uniforme limita a dissipação de calor, sendo assim, soluções convencionais que poderiam

ser adotadas são descartadas em detrimento a soluções de maior capacidade de dissipação; (2) o foco do controle de temperatura de pontos quentes pode conduzir a projetos mais robustos de processadores, limitando assim sua capacidade.

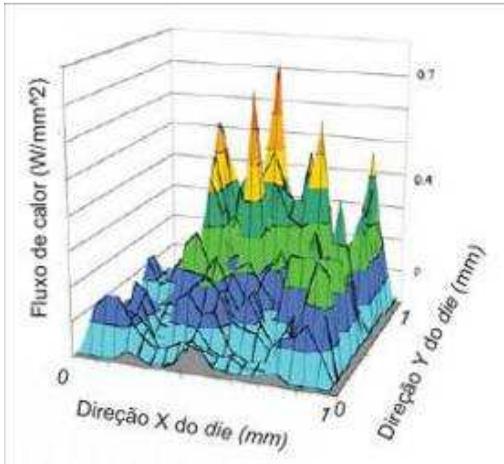


Figura 2.8: Pontos quentes no die (fonte: Mahajan *et al.*, 2006).

## 2.2 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DE UM MINITUBO DE CALOR

Em 1984, Cotter foi quem primeiro propôs o conceito de micro tubo de calor como sendo um dispositivo pequeno o suficiente, tal que a curvatura principal da interface líquido-vapor pode ser comparada, em magnitude, com o inverso do raio hidráulico do canal de escoamento do fluido. Para melhor entender o que significa o termo micro tubo de calor, Babin *et al. apud* Peterson (1994) expressou matematicamente a definição inicial de Cotter como:

$$K_c \propto \frac{1}{r_h} \quad (2.1)$$

onde  $K_c$  é a curvatura principal da interface líquido-vapor e  $r_h$  é o raio hidráulico do canal.

Há uma polêmica a respeito da classificação de pequenos tubos de calor entre mini e micro entre os pesquisadores que atuam na área de tubos de calor em miniatura. Peterson (1994) classifica como micro

tubos de calor aqueles cuja razão entre o raio capilar e o raio hidráulico do canal de escoamento do fluido apresenta valor maior ou igual à unidade, ou seja, quando:

$$\frac{r_c}{r_h} \geq 1 \quad (2.2)$$

onde  $r_c$  e  $r_h$  representam o raio capilar do menisco e o raio hidráulico da parte líquida, respectivamente.

Chen *et al.* (1992), *apud* Celata (2004), salientam que não é só o aspecto geométrico que classifica um tubo de calor como micro ou mini, mas também o seu comportamento físico. Estes autores classificam um micro tubo de calor como um tubo que apresenta número de Bond<sup>1</sup> menor ou igual a dois ( $Bo \leq 2$ ).

Para Vasiliev (2006), micro tubos de calor apresentam diâmetro hidráulico entre 10 a 500  $\mu m$  e para minitubos de calor, estes diâmetros variam entre 2 a 4 mm. Segundo Faghri (1995), um típico micro tubo de calor consiste de um canal não circular de diâmetro hidráulico de 10 a 500  $\mu m$  e comprimento de 10 a 20 mm, que utiliza os cantos agudos das ranhuras para proporcionar a ação capilar. Para Lallemand *et al.* (2004), um micro tubo é um tubo não circular cujo diâmetro hidráulico está entre 100 e 500  $\mu m$ . Neste trabalho, a classificação do tubo estará em acordo com os estudos realizados por Paiva (2007) que adotou a classificação através do diâmetro hidráulico proposto por Faghri (1995) e Lallemand *et al.* (2004).

O princípio de montagem e funcionamento de minitubos de calor se assemelha ao dos tubos de calor convencionais, onde um tubo é evacuado e uma pequena quantidade de fluido de trabalho é inserida no seu interior, em quantidade suficiente para saturar por completo a estrutura capilar. Uma vez que tubos de calor operam em um ciclo bifásico fechado e que apenas o líquido e vapor puro estão presentes dentro do mesmo, o fluido de trabalho permanece em condições de saturação quando sua temperatura de funcionamento se mantém entre o ponto triplo e o ponto crítico. Um tubo de calor possui três regiões: um evaporador, um condensador e uma região adiabática. Quando o calor é

---

<sup>1</sup> Número de Bond: é a relação entre a força de tensão superficial e a força de corpo. Um alto número de Bond indica que o sistema é relativamente pouco afetado pelos efeitos de tensão superficial, enquanto que um baixo número de Bond (tipicamente menor que um) indica que a tensão superficial é dominante.

transferido ao evaporador, o fluido contido na estrutura capilar desta região é aquecido até vaporizar. Com o aumento da pressão de vapor no evaporador, o vapor escoo em direção ao condensador. A remoção de calor nesta região faz com que o fluido condense, liberando o calor latente de vaporização. As forças capilares existentes na estrutura capilar conduzem o fluido ali presente de volta ao evaporador, fechando assim um ciclo. A Figura 2.9 ilustra o princípio de funcionamento de um tubo de calor.

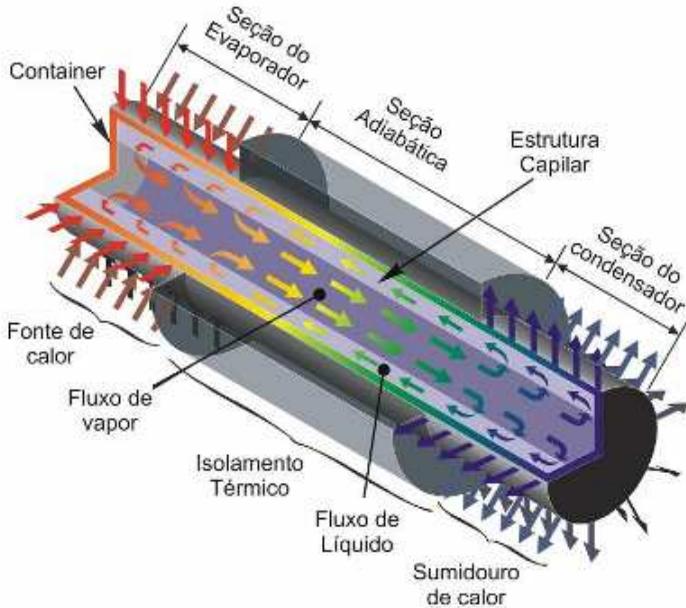


Figura 2.9: Funcionamento de um tubo de calor convencional (Couto, 2003).

O projeto de minitubos de calor envolve a escolha de muitas variáveis que podem alterar o desempenho do dispositivo como, por exemplo, o fluido de trabalho, que deve ser quimicamente compatível com os materiais da estrutura capilar e da parede do tubo. A quantidade de fluido de trabalho também é relevante, pois, em demasia, provoca o bloqueio da passagem do vapor e em quantidades insuficientes provoca a secagem prematura do tubo. Sendo assim, o projeto e o desenvolvimento de tubos de calor necessitam seguir algumas etapas como mostrado no fluxograma na Figura 2.10 (Reay and Kew, 2006).

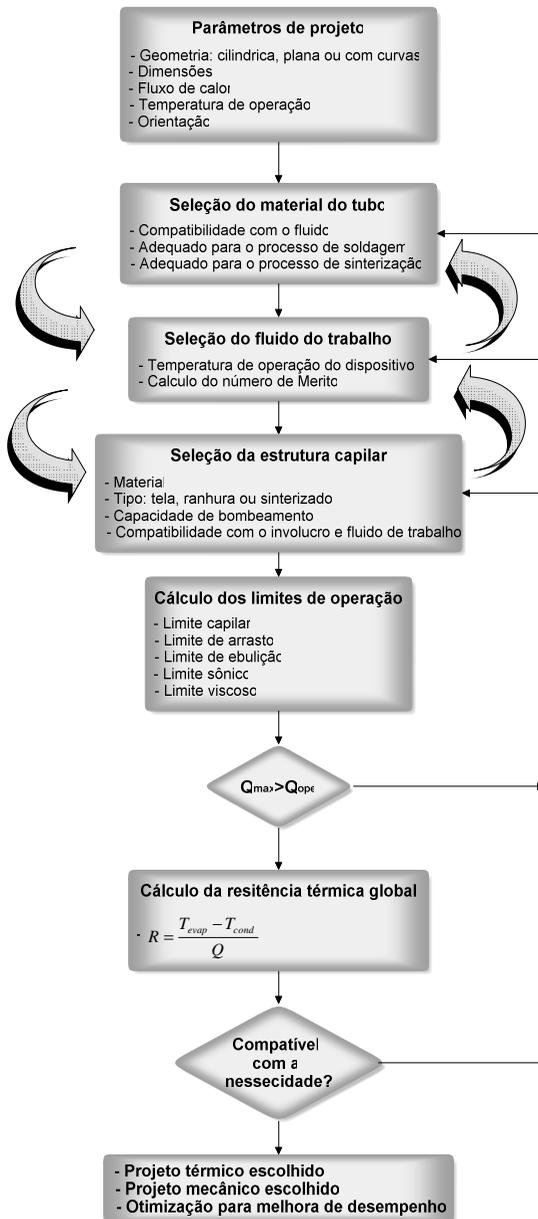


Figura 2.10: Fluxograma para o projeto de tubos de calor (Reay e Kew, 2006).

### 2.3 ESTRUTURA CAPILAR

Devido ao seu tamanho reduzido, a fabricação de um minitubo de calor é bastante diferente dos tubos de calor convencionais principalmente no que se refere à construção da estrutura capilar. Os dois principais parâmetros que governam o desempenho de um tubo de calor são relacionados ao seu meio poroso: a capilaridade e a permeabilidade (ver Apêndice A). A capilaridade indica a força de bombeamento necessária para promover a circulação do fluido do condensador ao evaporador dentro de um tubo de calor. A permeabilidade é a medida da facilidade de escoamento de um fluido através de um material poroso. O caso ideal para o melhor desempenho de um tubo de calor é que sua estrutura capilar possua alta capilaridade e alta permeabilidade. Porém estes dois parâmetros são conflitantes, pois para se obter alta capilaridade é necessário que a estrutura porosa possua pequenos poros, por outro lado, pequenos poros interconectados causam grande perda de carga e conseqüentemente baixa permeabilidade. Sendo assim, o desenvolvimento de uma estrutura porosa eficiente requer o equilíbrio destes dois parâmetros, que, se otimizados, podem potencializar o desempenho de um tubo de calor. Os tipos de estruturas capilares mais utilizadas são: telas, ranhuras e metais sinterizados (Vasiliev, 2006).

A estrutura capilar presente em metais sinterizados tem alta capacidade de bombeamento capilar, baixa resistência térmica e, mesmo parcialmente seco, pode funcionar de maneira efetiva, porém apresenta baixa permeabilidade de líquido (as perdas de pressão por atrito são grandes). Os custos de fabricação são relativamente altos.

A estrutura de telas tem um bombeamento capilar moderado, porém baixa permeabilidade e resistência térmica efetiva alta. Apresenta custos de fabricação baixos, porém possuem restrições quanto à geometria de tubo empregada. Geralmente são utilizadas em tubos cilíndricos.

Ranhuras como meio capilar têm alta permeabilidade (baixas perdas de pressão), porém mediana capacidade de bombeamento capilar.

Na Figura 2.11, uma comparação quantitativa entre as três estruturas porosas descritas acima, quanto à permeabilidade e força capilar, pode ser observada.

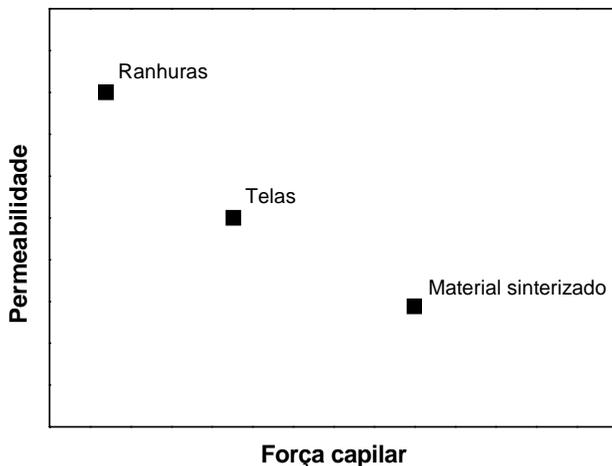
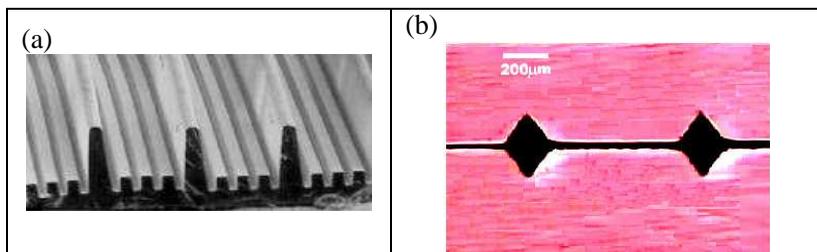


Figura 2.11: Permeabilidade e força capilar de estruturas capilares.

### 2.3.1 Ranhuras

Ranhuras são estruturas muito empregadas em aplicações espaciais, já que não são capazes de suportar efeitos de gravidade. Devido ao tamanho reduzido destes dispositivos, técnicas especiais para a sua fabricação foram desenvolvidas. Há, basicamente, três tipos de processos empregados para a sua fabricação: usinagem, extrusão e soldagem de fios entre placas planas (Peterson (1994) e Faghri (1995)). No processo de usinagem conseguem-se as menores ranhuras; conseqüentemente este processo é o mais empregado na fabricação de micro e minitubos de calor. É uma tecnologia cara, pois envolve o uso de máquinas e ferramentas especiais, sendo que alguns processos utilizam ferramentas com pontas de diamantes (ver Figura 2.12). Na medida que diminuem as dimensões da seção transversal, os custos de produção de ranhuras aumentam.



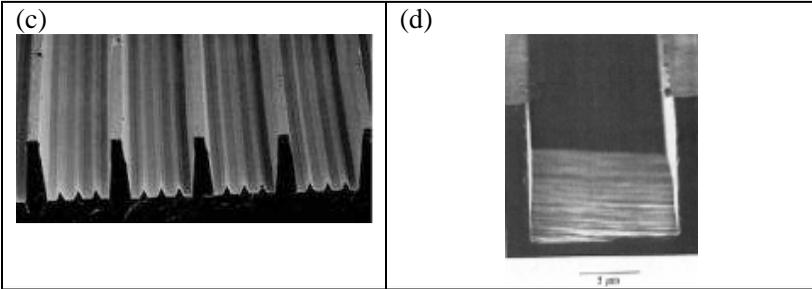


Figura 2.12: Tipos de ranhuras usinadas – a) retangular; b) triangular; c) trapezoidal; d) retangular (fonte: Peterson (2002); Kang *et al.* (2002); Peterson (1994))

O processo de extrusão é relativamente mais barato que o processo de usinagem, porém apresenta limitações quanto ao tipo de material utilizado e ao tamanho de ranhura. Cobre, por exemplo, devido as suas propriedades mecânicas, é de difícil extrusão e ranhuras menores que 1 mm necessitam de ferramentas especiais. Além disso, neste processo, as ranhuras obtidas não apresentam raio tão agudo quanto nas ranhuras usinadas (ver Figura 2.13).

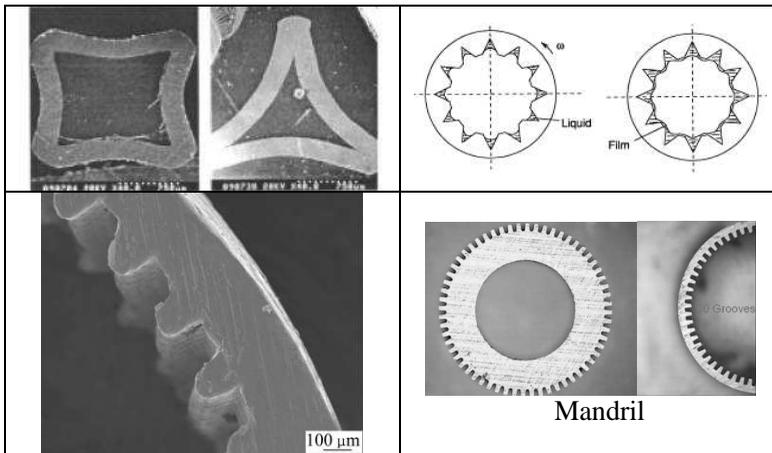


Figura 2.13: Ranhuras extrudadas (fonte: Moon *et al.* (2004); Zaghdoudi *et al.* (2011); Li *et al.* (2008)).

Uma nova tecnologia de fabricação de ranhuras, empregando um conjunto de fios entre duas placas de metal, surgiu como uma alternativa frente às demais tecnologias. Apresenta custos modestos quando

comparada aos processos tradicionais. Na Figura 2.14 pode ser visto um esboço da geometria de minitubos produzidos por Wang e Peterson (2002), Paiva (2007) e outra geometria proposta por Katsuta *et al.* (2004).

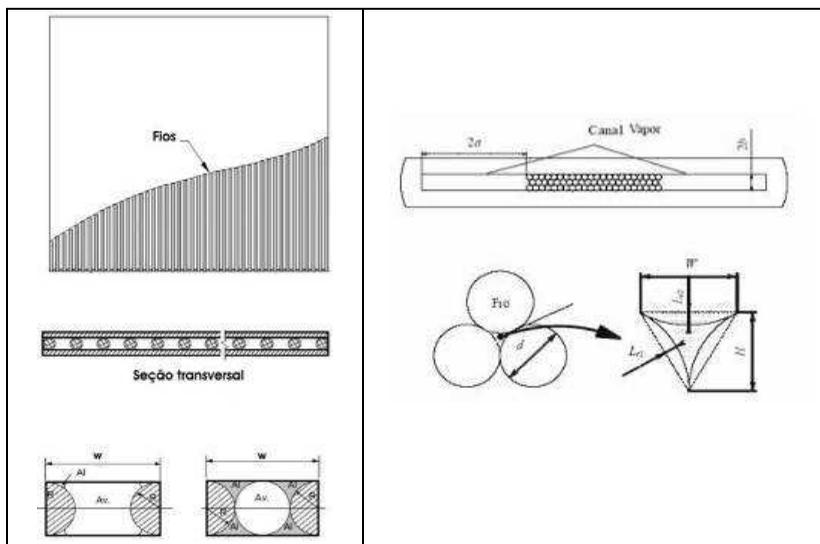


Figura 2.14: Ranhura através de fios entre placas metálicas (fonte: Wang e Peterson (2002))

### 2.3.2 Telas

O uso de tela como estrutura capilar é o modo mais simples de se fabricar tubos de calor, pois não envolve um processo de fabricação específico. A tela, na maioria das situações, é enrolada e introduzida no interior de um tubo metálico. Geralmente o seu próprio efeito mola garante que ela fique inteiramente presa à parede do tubo. Em algumas situações uma espiral é inserida dentro do tubo para garantir o contato entre a tela e a parede do tubo. Caso não fique bem acomodada no interior do tubo pode atrapalhar o escoamento do vapor e dificultar o do líquido, diminuindo assim o desempenho do dispositivo. Na Figura 2.15 pode ser visto a seção transversal de um tubo de calor com telas em seu interior.

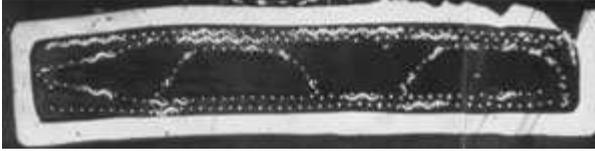


Figura 2.15: Minitubo de calor de seção quadrada utilizado tela como meio capilar (fonte: Vasiliev (2006)).

### 2.3.3 Metais Sinterizados

A estrutura capilar formada por metais sinterizados é a que apresenta o maior efeito capilar, sendo capaz de bombear o fluido mesmo em inclinações adversas. Ao mesmo tempo é a que possui a menor permeabilidade, prejudicando o bombeamento do líquido a longas distâncias (Dunn and Reay, 1994). Os meios porosos sinterizados são obtidos a partir de processos de sinterização, que, resumidamente, correspondem a submissão de pós metálicos compactados, como cobre, níquel ou titânio, a temperaturas próximas a seu ponto de fusão, provocando a fusão parcial dos pós. Este processo será explicado em um capítulo a seguir. Na Figura 2.16 são apresentados alguns tubos com metal sinterizado como estrutura capilar.

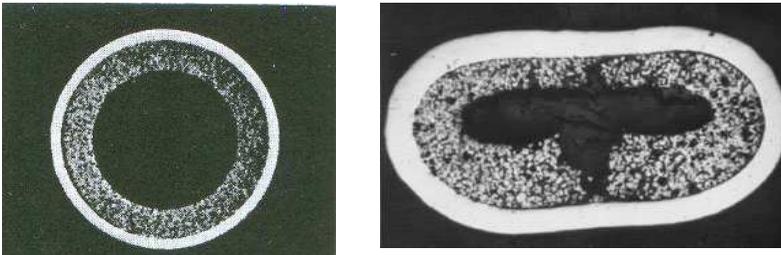


Figura 2.16: Tubos de calor com metal sinterizado (fonte: Dunn and Reay (1994)).

## 2.4 PROCESSOS DE FABRICAÇÃO EMPREGADOS NESTE TRABALHO

Nesta seção será apresentada uma revisão da literatura sobre os processos de fabricação utilizados para a construção das estruturas capilares que compõe os minitubos de calor desenvolvidos neste trabalho.

### 2.4.1 Processo de Soldagem por Difusão

No presente trabalho, o processo de soldagem por difusão, desenvolvido por Paiva (2007), foi empregado tanto para a fabricação do meio poroso quanto para o selamento dos minitubos de calor.

A soldagem por difusão no estado sólido é um processo de união no qual o coalescimento de moléculas de superfícies em contato é causada pela difusão atômica ativada pela temperatura. O processo é auxiliado pela aplicação de pressão externa, que, além de favorecer íntimo contato das superfícies, é responsável pelas microdeformações localizadas (fluência). Neste processo, a temperatura de fusão dos materiais envolvidos não é atingida e não se tem a presença de uma fase líquida. Tempo, temperatura e pressão são os três parâmetros fundamentais para o processo (Schwartz, 1969).

Dentre as principais vantagens da técnica, pode-se destacar o fato das uniões resultantes poderem apresentar microestrutura e propriedades similares às do material de base. Além disto, observa-se a minimização das distorções sem a necessidade de posterior usinagem ou conformação e os defeitos típicos de um processo de fusão na junta não são encontrados. Cabe ressaltar que, quando comparada à brasagem, a soldagem por difusão no estado sólido tem, como vantagem adicional, o fato de não envolver um terceiro material, minimizando o problema de corrosão galvânica. A inexistência de uma fase líquida também é interessante por que evita a obstrução de canais pelo espalhamento descontrolado de líquido durante o processo de união, proporcionando cantos agudos.

A soldagem por difusão de cobre no estado sólido é realizada tipicamente com temperaturas de processo entre 520 °C e 920 °C e vácuo da ordem de  $10^{-5}$  mbar. O tempo de processo varia bastante, dependendo da temperatura selecionada e da pressão aplicada, ficando em geral entre 15 minutos a 3 horas. A pressão aplicada é função do dispositivo disponível para aplicação da carga e da geometria da peça que se deseja soldar. Tipicamente utiliza-se pressões entre 5 MPa a 40 MPa. Um dos grandes limitantes operacionais da soldagem por difusão, principalmente para dispositivos com grande área superficial, é a aplicação da pressão, uma vez que exige aparelhos capazes de aplicar carga elevada uniformemente distribuída dentro do forno e sob vácuo.

A difusão no estado sólido é uma técnica de junção amplamente utilizada quando requisitos estruturais são importantes, principalmente em virtude da excelente resistência mecânica obtida nas uniões. Outras

vantagens da técnica, são destacados por Martinelli (1996), A.W.S (1978) e Ellsner e Petzow (1990):

- É possível a união de materiais dissimilares que não podem ser unidos por processos de fusão ou por processos que necessitem de simetria axial.
- Um grande número de uniões pode ser produzido simultaneamente.
- Componentes metálicos de grande volume, que necessitam de extenso pré-aquecimento para soldagem por fusão, podem ser unidos por soldagem por difusão no estado sólido.
- Não são encontrados defeitos associados à fusão.

Como desvantagem da difusão no estado sólido, pode-se citar a elevada duração do ciclo térmico, o surgimento de tensões térmicas residuais, a produção através de pequenos lotes, limitações na geometria da união (uma união não plana é possível, mas exige a aplicação de uma pressão isostática, aumentando, consideravelmente o custo do processo), Martinelli (1996) e A.W.S, (1978).

A temperatura é o mais importante parâmetro da soldagem por difusão no estado sólido, uma vez que ela controla a cinética dos processos de transporte de massa. A elevada temperatura acentua a mobilidade dos átomos através da interface e auxilia o movimento de discordâncias. A temperatura para a produção de uma junta por difusão no estado sólido fica entre 50 e 80% da temperatura de fusão absoluta do material de base. É importante frisar que a temperatura deve ser rigorosamente controlada, de modo a minimizar o efeito de algumas transformações metalúrgicas nos materiais de base, como transformações alotrópicas, recristalização, solução de precipitados. O controle de temperatura também evita tensões térmicas residuais de elevada magnitude, no caso de uniões entre materiais dissimilares.

O processo de difusão é extremamente sensível à variável temperatura, existindo uma dependência exponencial entre o coeficiente de difusão e a temperatura. Pequenas mudanças na temperatura provocam variações significativas no coeficiente de difusão e, conseqüentemente, no transporte de massa. O tempo de união pode variar desde alguns segundos até diversas horas, dependendo do sistema em questão e da temperatura de junção. A variável tempo está intimamente relacionada com a temperatura de processo, uma vez que as reações difusivas também são controladas pelo tempo. A pressão aplicada durante o processo varia de acordo com os materiais

envolvidos, sendo tipicamente uma fração do limite de escoamento do material na temperatura ambiente, evitando desta forma deformações macroscópicas no componente. O papel da pressão é estabelecer um melhor contato entre os materiais e promover micro-fluência localizada (Martinelli, 1996; A.W.S, 1978).

## **2.4.2 Metalurgia do Pó - Sinterização**

De maneira geral, o processo de metalurgia do pó é desenvolvido em quatro etapas básicas: produção dos pós, misturas de pós e aditivos, conformação para obtenção de forma e sinterização (Klein, 2002). A obtenção da estrutura capilar mais adequada para cada tipo de tubo de calor dependerá de todas as etapas listadas acima.

### **2.4.2.1 Produção de pós**

Existem vários processos para obtenção de pós metálicos e cerâmicos, que são utilizados para a construção de estruturas capilares em tubos de calor. Eles podem ser agrupados em: processo mecânico, físico, químico. A escolha do processo mais adequado depende fundamentalmente do conjunto de propriedades de cada tipo de material (Klein, 2002). Neste trabalho, a princípio, serão desenvolvidas estruturas capilares a partir de pó de cobre obtido através do processo de atomização. Segundo a literatura (Chen *et al.* (2001), Chu *et al.* (2002), Leong *et al.* (1997) e Wu (2005)), a partícula utilizada na maioria das estruturas capilares em tubos de calor é esférica e seu tamanho irá depender da aplicação requerida, podendo variar de 10 a 100  $\mu m$ .

### **2.4.2.2 Mistura de pós**

Na etapa de mistura de pó ocorre a combinação do pó puro com elementos de liga ou lubrificantes (amida *wax* ou esteratos). Os lubrificantes têm como a finalidade diminuir o atrito com as paredes da matriz ou de um mandril utilizado para a confecção do canal de vapor, reduzindo assim a carga de extração da estrutura capilar.

### **2.4.2.3 Conformação para obtenção de forma**

Após a etapa de mistura de pós se inicia a conformação e compactação para a obtenção da forma desejada. Algumas técnicas são utilizadas para este propósito como: injeção de pós, compactação em

matrizes, compactação isostática, laminação e extrusão de pós. Para obtenção de estruturas porosas, muitas vezes, não é utilizado um processo de compactação propriamente dito. O pó é apenas acomodado dentro do tubo (Chen *et al.* (2001) e Wu (2005)). Em alguns casos a vibração pode ser empregada visando o aumento do empacotamento, que por sua vez tende a diminuir o gradiente de densidade, aumentando a resistência mecânica da estrutura.

#### **2.4.2.4 Sinterização**

E, por fim, a sinterização é a técnica usada para se produzir materiais de densidade controlada a partir de pós metálicos, através do uso de energia térmica (Kang, 2005). Segundo Thümmler e Oberacker (1993). Pode também ser definida como sendo o transporte de matéria, ativado termicamente, em uma massa de pós ou em um compactado poroso, que resulta na diminuição da superfície específica livre (devido ao crescimento de contatos entre as partículas), na redução do volume e na alteração da geometria dos poros.

#### **2.4.3 O Processo de Sinterização**

A sinterização é um processo que permite produzir estruturas com razoável reprodutibilidade, com diferentes densidades e tamanhos de poro. Estas estruturas são obtidas através do controle das variáveis do processo, como, por exemplo, o tamanho de grão, tempo e temperatura de sinterização. No processo de sinterização, os contatos formados crescem em função do transporte dos átomos ou íons. Este transporte pode ocorrer por meio de vários mecanismos (difusão no estado sólido, na fase líquida e na recondensação), em função das características do material e da temperatura de processo. Durante a sinterização, os mecanismos de transporte e/ou movimentação atômica que atuam no material são (ver Figura 2.17):

- Difusão superficial
- Difusão do contorno de grão
- Difusão volumétrica
- Evaporação e condensação
- Escoamento plástico e viscoso

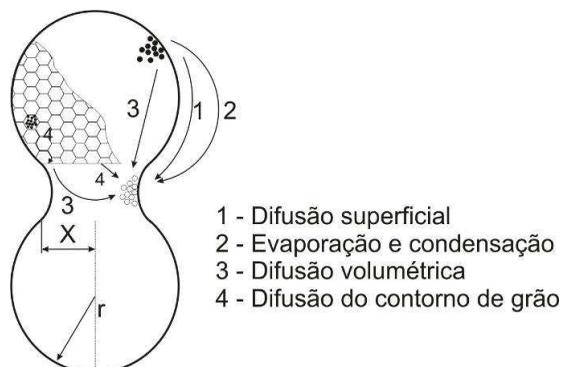


Figura 2.17: Estágios do processo de sinterização (fonte: Thümmler e Oberacker, 1993).

O mecanismo de transporte que atua com predominância no processo de sinterização varia caso a caso, dependendo da composição química e da temperatura de sinterização. Na fabricação do elemento poroso, o controle dos mecanismos de sinterização envolvidos leva ao controle da porosidade final. Os parâmetros de sinterização podem ser ajustados para que o mecanismo preponderante seja a difusão superficial, ocorrendo, desta forma, o crescimento dos “pescoços” entre as partículas sem a densificação das amostras (Reimbrecht, 2004). Uma análise na região de contato entre superfícies de dois grãos pode ser vista na Figura 2.18.

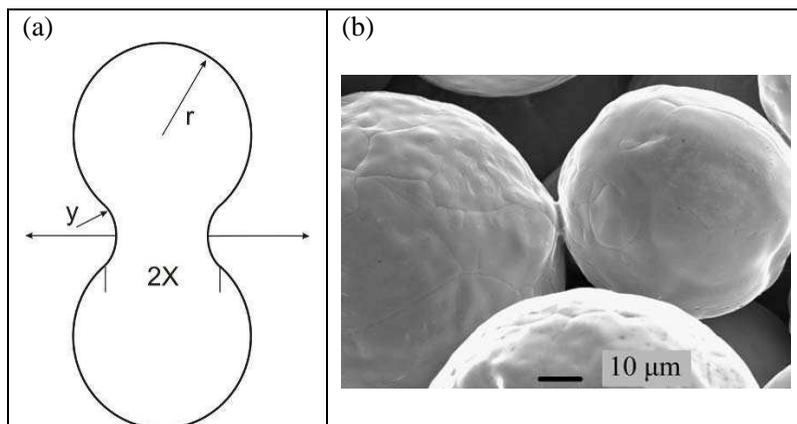


Figura 2.18: Formação do pescoço entre duas partículas. (a) Tensão de Laplace. (b) Pó de cobre sinterizado e a formação do pescoço (fonte: Huang, 2007).

A equação que fundamenta teoricamente as tensões atuantes no sistema é dada pela equação de Young-Laplace:

$$p = \sigma \left( \frac{1}{x} - \frac{1}{y} \right) \quad (2.3)$$

onde,  $p$  é a tensão atuante no sistema,  $x$  é o raio formado na região do pescoço,  $\sigma$  é a tensão superficial e  $y$  é o raio de curvatura do pescoço, que é negativo (côncavo).

Como  $\frac{1}{y} > \frac{1}{x}$  a tensão na superfície do pescoço é de tração e nas regiões convexas das partículas, de compressão, podendo ocorrer, deste modo, escoamento para a região do pescoço (Klein, 2002).

Sob o ponto de vista termodinâmico, o compactado de pó é um conjunto de partículas que constituem um sistema com grande excesso de energia livre, que está contida na superfície livre e nos defeitos cristalinos das partículas de pó. A partir do momento em que todo conjunto é aquecido, o calor ativa os mecanismos de transporte da matéria, reduzindo, assim, o excesso de energia livre pela redução da superfície livre e os defeitos da estrutura (Klein, 2002).

O processo de sinterização no estado sólido pode ser subdividido fenomenologicamente em três estágios:

- Primeiro estágio: Os contatos entre partículas são transformados em pontes sinterizadas, os pescoços, que são como microsoldas, localizadas no contato entre as partículas. De acordo com um modelo experimental o pescoço cresce seguindo uma lei exponencial em função do tempo. Nesta etapa, os contatos entre as partículas possuem a forma de microplanos e seus tamanhos dependem da pressão de compactação. A retração do pó é pequena e os poros ainda estão irregulares e interconectados e, portanto, as partículas permanecem discretas sem perda de seus formatos originais após a compactação.
- Estágio intermediário: a maior parte da retração acontece neste estágio. As partículas começam a perder suas formas originais, com conseqüente mudança das propriedades do componente pela formação de uma nova microestrutura.
- Estágio final: os poros isolados tornam-se cada vez mais esféricos e a densificação pode atingir valores próximos à densidade

teórica do material. Em casos onde os gases não difundem para fora do poro, ficando presos no seu interior, a porosidade não poderá mais ser reduzida. Quando os poros são essencialmente vazios (sinterização a vácuo), ou quando os gases aprisionados difundem facilmente através da matriz sólida, uma lenta densificação pode ocorrer posteriormente, especialmente em microestruturas de grãos refinados.

Durante o processo de sinterização o pó metálico pode sofrer mudanças dimensionais, como expansão e retração, o que pode resultar em estruturas defeituosas. Na Figura 2.19, pode-se constatar que estas mudanças ocorrem durante todo o processo de sinterização. No estágio inicial, com o aumento da temperatura, o compactado de pó se expande. Os gases aprisionados em poros isolados e vapores de lubrificante também contribuem para esta expansão, particularmente quando o compactado de pó possui alta densidade. Após a expansão inicial, o material encolhe até atingir o pico da temperatura de sinterização. Durante o processo de resfriamento, o compactado se retrai.

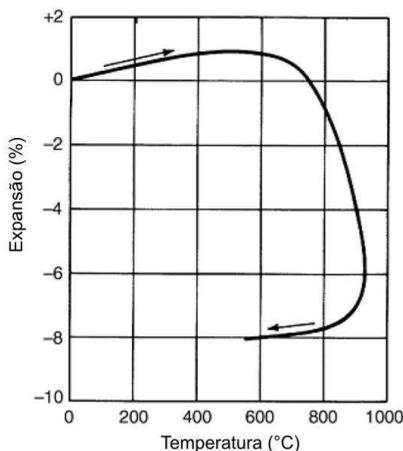


Figura 2.19: Mudança dimensional durante o processo de sinterização de pó de cobre a taxa de 3.9 °C/min até 925 °C (fonte: ASM, 1998).

A temperatura ideal de sinterização é aquela em que a velocidade de transporte de matéria é suficientemente elevada para que a microestrutura desejada seja obtida. Na Tabela 2.2, alguns dados a respeito destes parâmetros para alguns materiais são apresentados.

Tabela 2.2: Temperaturas e tempo de sinterização típicos (fonte: ASM, 1998).

<b>Material</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Tempo (min)</b>
Bronze	760 – 870	10 – 20
Cobre	840 – 900	12 – 45
Níquel	1010 – 1150	30 – 45
Latão	840 – 900	10 – 45
Ferro	1010 – 1150	30 – 45

Os parâmetros de sinterização utilizados em um ciclo de sinterização são funções do material e da especificação técnica do produto que se quer obter. Partindo-se de um estado inicial, pode-se chegar a distintos estados sinterizados, dependendo dos parâmetros (temperatura, tempo, atmosfera, etc) utilizados no processo (Reimbrecht, 2004). Por outro lado, para alcançar um determinado estado sinterizado (caracterizável pela microestrutura e pelas propriedades do componente), pode-se partir de estados iniciais distintos. Estes podem ser variados em função dos parâmetros de compactação, ou ainda, utilizando-se pós do mesmo material com características distintas entre si (tamanho de partícula, tamanho de grão no interior das partículas, pós ligados ou misturas de pós, etc.). Em outras palavras, para alcançar a especificação técnica do componente sinterizado tem-se duas possibilidades: o controle dos parâmetros de sinterização e a definição de um estado inicial mais adequado.

#### **2.4.4 Processo de Caracterização**

O processo de caracterização é necessário para se avaliar as propriedades químicas e físicas do material sinterizado. Este processo é importante, pois assegura o controle de qualidade do processo de produção, na medida em que as propriedades requeridas para o funcionamento da estrutura capilar são asseguradas. Para a caracterização dos elementos porosos sinterizados e obtenção de parâmetros como: permeabilidade, tamanho médio de grão e porosidade, amostras cilíndricas foram confeccionadas. A caracterização da estrutura porosa tem como objetivo determinar as propriedades do material resultante do processo de sinterização, assim como realimentar o processo de produção com informações e parâmetros de ajuste como: diâmetro do grão, tempo de sinterização, influência do lubrificante, temperatura de sinterização, etc. (Leong e Liu, 1997 e Reimbrecht e Bazzo, 2007).

Os processos de caracterização das estruturas capilares sinterizadas, usualmente utilizados, estão listados abaixo:

- Determinação da porosidade pelo princípio de Arquimedes;
- Determinação da resistência mecânica;
- Determinação da permeabilidade intrínseca;
- Caracterização através de análise de imagens;
- Determinação da retração radial;
- Determinação da condutividade térmica;
- Determinação da variação diametral.

## 2.5 ESTADO DA ARTE EM MODELAGEM DE MINITUBOS DE CALOR

Nesta seção serão revistos os principais trabalhos da literatura sobre o desenvolvimento de modelos matemáticos relacionados à minitubos de calor. Os modelos escolhidos como referência para a modelagem dos minitubos, bem como seus equacionamentos serão apresentados no Capítulo 3 – Análise Teórica.

### 2.5.1 Minitubos de Calor Ranhurados

Desde 1984, diversos estudos teóricos têm sido realizados no sentido de prever o comportamento térmico de minitubos de calor ranhurados, que se apresentam cada vez menores, visando determinar a condutividade térmica efetiva, assim como examinar as características operacionais e as limitações de desempenho destes dispositivos.

Desde então, alguns modelos matemáticos foram desenvolvidos na literatura para a determinação do limite capilar em minitubos de calor. Os primeiros modelos foram desenvolvidos para minitubos de calor com estruturas ranhuradas. Peterson (1990) e Wu e Peterson (1991) desenvolveram modelos analíticos para regime permanente e determinam o limite máximo de transferência de calor em minitubos de ranhura trapezoidal. Mais tarde, um modelo numérico transiente tridimensional foi desenvolvido por Peterson e Mallik (1995) para determinar as vantagens potenciais da construção de ranhuras em micro tubos de calor integrados a *chips* semicondutores. Devido à alta condutividade térmica efetiva, este micro tubo funcionou como um eficiente espalhador de calor. Paralelamente, Khruslatev e Faghri (1994) desenvolveram um modelo unidimensional para a transferência de calor

e um modelo hidrodinâmico para a transferência de massa em minitubos de calor com ranhuras retangulares. Eles enfatizaram a importância do filme de líquido, do ângulo de contato e do atrito da interface na determinação do limite capilar em micro tubos de calor. Este modelo demonstrou razoável concordância com os dados experimentais de Plesch *et al.* (1991) *apud* Peterson (1994). Por outro lado, Ma e Peterson (1997) determinaram a capacidade máxima de transferência de calor de tubos de ranhuras triangulares, considerando o limite capilar dos dispositivos. Longtin *et al.* (1994) propuseram um estudo teórico de micro tubos de calor com ranhuras triangulares, usando um modelo unidimensional para determinar o limite capilar máximo. Este modelo, contudo, limita-se a determinar as condições do escoamento apenas na seção do evaporador e da seção adiabática, desprezando os efeitos do escoamento na seção do condensador.

Embora estes modelos apresentem bons resultados para tubos de calor com diâmetro hidráulico na ordem de 1 mm, a contínua redução de tamanho de ranhura fez com que estudos relativos à região de filme fino de líquido fossem realizados. Em particular, foram estudados os processos de evaporação e condensação desta região. Uma diferença fundamental entre operações de tubos de calor e micro tubos de calor, segundo Peterson (1994), é a importância das forças de Van der Waals e o comportamento do filme fino de líquido. O transporte de massa e de calor em geometrias muito pequenas (micro regiões) podem se diferenciar significativamente do comportamento de transporte do restante do fluido, especialmente em sistemas controlados por forças interfaciais. Estudos referentes a esta situação foram desenvolvidos por Stephan e Busse (1992), Ma e Peterson (1998b), Zhang *et al.* (2000) e mais recentemente Launay *et al.* (2004b). No capítulo de Análise Teórica os modelos desenvolvidos por estes autores serão mais detalhados.

Tio *et al.* (2000) propuseram uma análise diferente, de forma mais simples, para a determinação de parâmetros de otimização e construção de um minitubo de calor. Wang *et al.*, *apud* Tio *et al.* (2000), foram um dos primeiros pesquisadores a propor a utilização dos conceitos de meios porosos para o estudo de micro ranhuras em micro tubos de calor. Para isto, assumiram que o escoamento de líquido na ranhura dentro de um minitubo possui velocidade baixa o suficiente para que o canal seja tratado com um único poro. Sendo assim, uma abordagem unidimensional usando as equações de Darcy para

escoamento bifásico foi proposta, bem como a utilização da transferência de calor utilizando modelo semi-heurístico.

Wang e Peterson (2002) desenvolveram um estudo experimental e teórico de minitubos de calor fios-placas, os quais foram soldados por brasagem a chapas planas de alumínio. Acetona foi utilizada como fluido de trabalho. Um modelo unidimensional para a determinação do limite capilar do micro tubo de calor com as hipóteses simplificadoras usadas por Longtin *et al.* (1994) foi desenvolvido. A influência de parâmetros como: quantidade de fluido de trabalho, o diâmetro dos fios, espaçamento entre eles, etc, foram estudados.

Launay *et al.* (2004a) estudaram o comportamento teórico de minitubos de calor fios-placas soldados por difusão, desenvolvidos e fabricados pelo Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL). Estes autores utilizaram um modelo matemático baseado no modelo proposto por Wang e Peterson (2002) e concluíram que o funcionamento do minitubo comparado com os seus dados foi prejudicado pelo excesso de fluido de trabalho. Mais recentemente, Paiva *et al.* (2011) desenvolveu um modelo hidrodinâmico com ajuste do ângulo de contato para a determinação dos limites e características de operação em minitubos de calor fios-placas carregados com acetona, metanol e água destilada.

Conclui-se que, ainda hoje, não há um método geral que possa ser usado para a determinação do máximo desempenho de um minitubo de calor ranhurado, ou seja, para a determinação da sua máxima capacidade de transferência de calor. Alguns autores (Longtin *et al.* (1994); Paiva *et al.* (2011)) sugerem uma abordagem hidrodinâmica baseada nas equações de conservação da massa, quantidade de movimento, energia e na equação de Young-Laplace, que descreve a diferença de pressão entre as fases líquida e vapor. Basicamente, o que se quer determinar com estes modelos são os perfis de velocidade e pressão das duas fases, o volume de carregamento ótimo para uma determinada temperatura de operação, bem como a variação do raio do menisco ao longo do minitubos de calor e sua conseqüente pressão capilar.

### 2.5.2 Minitubos de Calor Sinterizados

O estudo da aplicação de materiais sinterizados em tubos de calor teve início na década de 70, visando a fabricação de sistemas de bombeamento capilar para aplicação em satélites. A maioria dos modelos matemáticos sobre elementos porosos sinterizados foram desenvolvidos para tubos de calor do tipo *Loop Heat Pipes* (LHP) ou

Bombas Capilares (*Capillary Pump Loop - CPL*) (Faghri, 1995 e Peterson, 1994). Na verdade, a aplicação de meios porosos sinterizados em tubos de calor convencionais é restrita devido, principalmente, a dois fatores: a grande dificuldade de fabricação de longas estruturas porosas e o péssimo desempenho em dispositivos com grande comprimento (superior a 1 m), devido à perda de carga do líquido, quando comparadas com estrutura como telas e ranhuras. Atualmente com custos de produção reduzidos e com técnicas de sinterização mais apuradas, algumas empresas especializadas em minitubos de calor (Fujikura® e Enertron®) têm fabricado estes dispositivos para computadores portáteis (comprimento inferior a 200 mm).

Em 1987, Peterson e Fletcher desenvolveram um estudo experimental sobre a influência da porosidade em tubos de calor com estrutura porosa fabricada a partir de pó de níquel 200 e pó de cobre. Eles também analisaram o efeito da condutividade térmica nestes materiais e concluíram que a porosidade, a quantidade de fluido no meio poroso e o próprio material da estrutura porosa influenciavam na medida de condutividade térmica.

Em 1991, Pruzan *et al.* desenvolveram um modelo matemático para prever o limite máximo de operação em um minitubo de calor sinterizado.

Leong *et al.* (1997) fabricaram estruturas porosas retangulares sinterizadas de cobre em tubos de calor chato e compararam seu desempenho com tubos de calor com telas. Eles concluíram que o desempenho da estrutura sinterizada era superior ao do outro tubo, devido a existência de poros pequenos que aumentavam o bombeamento capilar. Concluíram ainda que a porosidade e o tamanho dos grãos tinham efeitos significativos no desempenho do dispositivo. Também observaram que o tempo de sinterização tinha grande influência na permeabilidade, ou seja, tempos superiores a uma hora proporcionam uma redução em torno de 10% da porosidade. Estes autores argumentam que a permeabilidade é vital para o perfeito funcionamento do dispositivo. Para o meio poroso analisado, a permeabilidade encontrada foi de  $1,822 \times 10^{-11} \text{m}^2$ .

Em 2001, Maziuk *et al.* fabricaram minitubos de calor chatos, com 8 mm de espessura, com estrutura porosa de cobre com duas seções transversais: seção retangular e seção elíptica, formada a partir do achatamento de um tubo cilíndrico.

Chen *et al.*, em 2001, investigaram o desempenho térmico de minitubos de calor sinterizados com diâmetro de 3 mm. Através da

análise teórica e utilizando a teoria de limite capilar, determinaram a influência de parâmetros da estrutura porosa de pó de cobre sobre o desempenho do minitubo. Como resultado, estes autores classificaram, em grau decrescente de importância de desempenho, os seguintes parâmetros: porosidade, diâmetro do grão e espessura da camada de pó sinterizada. A porosidade, segundo os autores, tem uma profunda influência sobre a máxima taxa de transferência de calor do dispositivo. Um aumento de 10 % na porosidade dobra a transferência de calor do tubo, indicando o quão dominante é a influência da resistência ao escoamento de líquido sobre o desempenho do tubo. A máxima capacidade de transferir calor também aumenta com o aumento da espessura da estrutura porosa e do diâmetro do pó. Porém, na medida em que se aumenta a espessura da estrutura porosa, se restringe a passagem do vapor, impedindo deste modo, o retorno do vapor ao condensador. Sendo assim, há uma espessura ótima da camada de pó, que garante uma máxima transferência de calor. Outro aspecto relatado pelos autores é a influência dos parâmetros mencionados acima na resistência térmica do dispositivo, ou seja, aumentos da porosidade, da espessura da camada de pó e do diâmetro de grão, resultam no aumento da resistência térmica do tubo de calor. Isto ocorre principalmente devido a baixa condutividade térmica do fluido de trabalho presente nos vazios da estrutura capilar, quando comparada a condutividade do pó de cobre. Por fim, estes pesquisadores concluíram que não há um ponto ótimo generalizado de porosidade, diâmetro de pó e espessura de camada. Este ponto depende de onde o tubo de calor é empregado. De uma maneira geral, propõem que estruturas porosas com grande porosidade (acima de 40%) devam ser utilizadas.

Chu *et al.* (2002) apresentaram um estudo teórico e experimental sobre o aumento do desempenho térmico em minitubos de calor sinterizados. Neste trabalho analisaram parâmetros como porosidade e tamanho de grão sobre a máxima transferência de calor do tubo em três tipos de pós: esferas, fibras e a misturas dos dois na proporção de 1:1. Concluíram que os pós metálicos em formato de esferas proporcionam o melhor desempenho térmico para o dispositivo em questão.

Wu (2005) desenvolveu um estudo a respeito dos efeitos das características do pó de cobre e dos parâmetros de sinterização sobre as propriedades da estrutura porosa. Adicionalmente, resultados experimentais das propriedades da estrutura capilar foram analisados para avaliar suas influências sobre o desempenho do tubo de calor. Além

disso, estudaram processos de otimização na seleção de pós de cobre e na decisão dos parâmetros de sinterização.

A Tabela 2.3 apresenta as características de alguns minitubos de calor sinterizados, apresentados na literatura.

Tabela 2.3: Características dos meios porosos aplicados a minitubos de calor encontrado na literatura.

<b>Geometria do tubo</b>	<b>Tamanho de partícula (<math>\mu m</math>)</b>	<b><math>\epsilon</math> (%)</b>	<b><math>K</math> (<math>m^2</math>)</b>	<b>Autor</b>
Circular	60 - 100	30 - 60	-	Chen <i>et al.</i> (2001)
Circular	75	45 - 60	-	Chu <i>et al.</i> (2002)
Chato	63	40 - 55	$1,822 \times 10^{-11}$	Leong <i>et al.</i> (1997)
Chato	70	36-52	$2,03 \times 10^{-12}$	Wu (2005)

### 2.5.3 Minitubos de Calor Híbridos

Na literatura especializada sobre tubos de calor convencionais (Peterson, 1994 e Faghri, 1995) tubos de calor com duas ou mais estruturas porosas não são uma novidade. Meios porosos não homogêneos têm sido desenvolvidos utilizando materiais diferentes e/ou estruturas compostas. Em alguns casos, os tubos de calor apresentam duas permeabilidades diferentes na direção axial paralela ao escoamento do fluido condensado.

No caso de tubos de calor de grandes dimensões, superior a 1 m de comprimento, estruturas compostas prevêm um tamanho de poro maior no centro para reduzir a queda de pressão devida às forças viscosas e poros menores perto da parede do tubo, para garantir o bombeamento necessário de fluido. Em adição a estas soluções, novas configurações, que separam o fluxo de líquido e de vapor, visando reduzir as forças cisalhantes resultante da contra-corrente entre condensado e vapor, são também empregadas (Reay e Kew, 2006).

*LHPs* também empregam estruturas híbridas. Nestes dispositivos, dois tipos de estruturas capilares são geralmente utilizadas no evaporador (bomba capilar): uma com poros menores, com o propósito de proporcionar o bombeamento capilar necessário para a circulação do líquido no dispositivo, e outra com poros maiores, para gerenciar o

ingresso ou regresso do fluido de trabalho na câmara de compensação, um compartimento anexo ao evaporador, cuja função é regular o comportamento térmico do tubo (Ku, 1999 e Maydanik, 2004).

Porém, na literatura sobre minitubos de calor, a utilização de duas os mais estruturas capilares não é frequente. Como já observado, com a constante elevação da capacidade dos processadores, a indústria eletrônica tem buscado dispositivos cada vez mais finos (menores que 3 mm) e com maior capacidade de transporte de calor (acima de 35 W). Segundo Mongia (2007), minitubos de calor híbridos são configurações que podem atender aos requisitos da indústria de computadores portáteis. O transporte de líquido e os processos de evaporação e condensação seriam aperfeiçoados pelo emprego de duas estruturas capilares. Desta forma, pesquisas nesta área são necessárias e deverão abordar o estudo dos mecanismos de transporte nas estruturas capilares, visando o desenvolvimento de minitubos de calor com maior desempenho.

Na tentativa de melhorar o bombeamento capilar em minitubos de calor, Wang e Catton (2001) adicionaram uma fina camada de meio poroso sobre as ranhuras triangulares da seção do evaporador (ver Figura 2.20). Além de melhorar o desempenho do bombeamento do tubo, esta solução melhorou o processo evaporativo para altos fluxos de calor, na medida em que houve um aumento da superfície de evaporação. Além disso, estes pesquisadores desenvolveram um modelo matemático para avaliar o desempenho da transferência de calor evaporativa nas ranhuras cobertas.

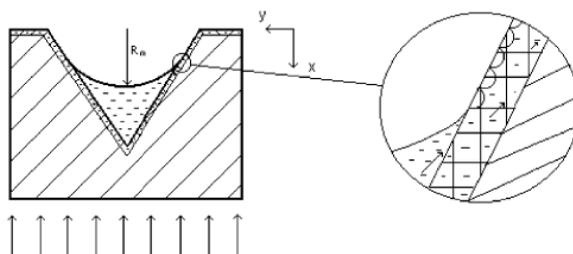


Figura 2.20: Ranhura triangular coberta por uma fina camada de material poroso (fonte: Wang e Catton, 2001).

Ektummakij *et al.* (2004) realizaram um estudo experimental comparativo entre minitubos de calor convencionais, utilizados pela indústria eletrônica, e minitubos de calor circulares com estrutura capilar

composta por ranhuras e telas. Com esta nova configuração, o fluxo de calor transportado aumentou duas vezes, de 10 para 20 W/m<sup>2</sup>. Além disso, constataram que houve uma redução da resistência térmica em 50%, de 0,84 para 0,4 °C/W.

Segundo Chang *et al.* (2006), minitubos de calor chatos desempenham um papel vital no transporte de calor em módulos térmicos de computadores portáteis. Devido ao limitado espaço interno, as formas achatadas de minitubos têm se tornado mais complexas, o que causa uma sensível perda de desempenho nos dispositivos. O uso de estruturas compostas pode minimizar esta perda de desempenho. Neste trabalho, os autores desenvolveram um estudo experimental a respeito da utilização de ranhuras conciliadas com artérias flexíveis de telas, aplicadas a minitubos de calor chatos. Através dos testes constatou-se que esta estrutura aumentou o limite de transferência de calor em 30%, comparado com um minitubo apenas com ranhuras. Além disso, a resistência térmica obtida também apresentou valores mais baixos que as dos minitubos ranhurados testados.

Mwaba *et al.* (2006) conceberam uma análise teórica e experimental sobre a influência de três tipos de estruturas capilares no desempenho de um tubo de calor. Uma das estruturas estudadas consistia na combinação de duas estruturas diferentes. Foram fabricados e testados três tubos de calor circulares de cobre, com diâmetro interno de 7,5 mm e comprimento de 240 mm. Em dois destes tubos, foi utilizada apenas um tipo de estrutura capilar: diversas camadas de telas metálicas de cobre (*mesh* 100) e pó de cobre sinterizado (raio do poro entre 30 e 40 µm). Estes meios porosos apresentavam porosidade de 40% e permeabilidade de  $1.17 \times 10^{-11}$  m<sup>2</sup>. O terceiro tipo de tubo foi fabricado através da combinação das duas estruturas mencionadas acima, ou seja: uma camada de estrutura sinterizada de 1 mm de espessura foi depositada apenas na seção do evaporador, enquanto que no restante do tubo foi utilizado tela metálica.

A Tabela 2.4 ilustra os valores numéricos obtidos. Pode-se notar que cada caso investigado possui seu próprio limite de transporte de calor, devido às diferenças na estrutura capilar. A pressão capilar é mais alta nos casos onde o material sinterizado foi utilizado, por causa da pequena dimensão do raio do poro. No caso em que apenas tela metálica foi utilizada, a baixa pressão capilar é contrabalanceada pela alta permeabilidade. Diferentemente, no caso onde apenas material sinterizado foi utilizado, a elevada pressão capilar não é suficiente para sobrepujar a grande perda de carga causada pela baixa permeabilidade.

No caso em que as duas estruturas foram combinadas, a alta pressão capilar proporcionada pelo elemento sinterizado no evaporador, associada a alta permeabilidade da tela metálica usada na maior parte do tubo, proporcionaram uma maior transferência de calor. Além deste fato, os autores ainda comentam que, para o caso combinado ou híbrido, os níveis de temperatura de parede no evaporador formam menores do que os demais casos. Isso ocorreu em grande parte pelo aumento da área superficial no evaporador, melhorando o espalhamento do líquido nesta seção e aumentando deste modo o processo evaporativo.

Tabela 2.4: Resultados encontrado para cada tipo de tubo de calor.

<b>Tipos de tubos</b>	<b>K (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Pressão Capilar (Pa)</b>	<b>Máxima transferência de calor (W)</b>
Tela metálica	$1,93 \times 10^{-10}$	1135	30
Material sinterizado	$1,17 \times 10^{-11}$	4120	8
Material Sinterizado + telas metálicas	$1,17 \times 10^{-11}$ (evaporador) $1,93 \times 10^{-10}$ (seção adiabática e condensador)	4120	37

Franchi e Huang (2007) desenvolveram um amplo estudo a respeito de estruturas híbridas com o objetivo de melhorar o desempenho térmico de minitubos de calor. As estruturas capilares testadas eram compostas por camadas de tela grosseiras de cobre (*mesh* 100) combinadas com uma fina camada de pó de níquel ou pó de cobre. Ainda foram realizadas algumas configurações como: tela de cobre combinada com uma camada de pó de cobre próximo ao canal de vapor, pó de cobre totalmente impregnado a tela de cobre, tela de cobre combinada com uma camada de pó de cobre próximo a parede do tubo, pó de níquel totalmente impregnado a tela de cobre (ver Figura 2.21), tela de cobre combinada com uma camada de pó de níquel apenas na seção do evaporador e, por fim, tela de cobre combinada com uma camada de pó de níquel com porosidade variável ao longo do tubo.

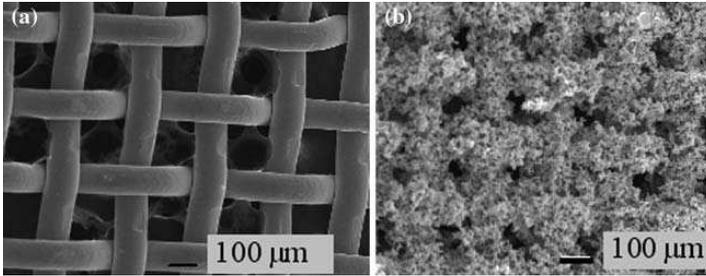


Figura 2.21: (a) Microestrutura da tela de cobre e a (b).sinterização de pó de níquel sobre ela (fonte: Franchi e Huang, 2007)

Ainda segundo Franchi e Huang (2007), os objetivos destas configurações foram de aumentar a transferência de calor evaporativa, bem como de melhorar o bombeamento capilar dos tubos. Nos testes experimentais todas as combinações apresentaram um desempenho melhor que o tubo convencional, confeccionado apenas por duas camadas de tela de cobre (*mesh* 100). O tubo que apresentou melhor desempenho térmico foi aquele que apresentava porosidade variável no sentido axial, uma vez que havia uma redução considerável da perda de carga do condensador ao evaporador.

## 2.6 PANORAMA DO LABTUCAL NA PESQUISA DE TUBOS DE CALOR

O Laboratório de Tubos de Calor da UFSC, integrado aos Laboratórios de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia (LEPTEN), iniciou as pesquisas na área desenvolvimento de tubos de calor no início da década de 1990, originalmente com recursos da Agência Espacial Brasileira (AEB), para atender às demandas da área espacial em controle térmico dos satélites do Programa Espacial Brasileiro. Na época, teses de doutorado e dissertações de mestrado foram defendidas. Porém, seguindo a tendência dos laboratórios de pesquisas em tubos de calor no mundo, com a escassez de verbas para pesquisas espaciais, o laboratório tem direcionado grande parte de seus esforços na área das aplicações industriais da tecnologia de tubos de calor, especialmente nas soluções de problemas da indústria petroquímica. Mesmo assim, o laboratório continuou suas pesquisas na área espacial e, nos últimos 9 anos, quatro experimentos em microgravidade, financiados com recursos da AEB através do Programa

Microgravidade, foram conduzidos a bordo de foguetes sub-orbitais e da Estação Espacial Internacional (ISS, sigla em inglês).

O Programa Microgravidade objetiva colocar à disposição da comunidade técnico-científica brasileira oportunidades de realizar experimentos em ambientes de microgravidade, provendo o acesso e suporte técnico necessário. A seleção dos experimentos é realizada segundo procedimentos de análise técnico-científica, entre propostas recebidas por meio de Anúncio de Oportunidades. Este programa é coordenado pela própria AEB, a Academia Brasileira de Ciências (ABC), o Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (Inpe) e o Instituto de Aeronáutica e Espaço do Comando Geral de Tecnologia Aeroespacial (IAE/CTA).

Em 2002, o primeiro experimento com apenas um tubo de calor cobre/água foi desenvolvido para teste em microgravidade a bordo de um foguete de sondagem mono estágio, durante a Operação Cumã I. Estas plataformas, desenvolvidos pelo Centro Técnico Aeroespacial, CTA, em conjunto com o instituto alemão DLR/MORABA da Agência Espacial Européia (ESA, sigla em inglês), fornecem ambiente de microgravidade de qualidade por alguns minutos. Infelizmente este lançamento não foi bem sucedido, devido a uma falha no sistema de cintas que conectam a carga útil ao propulsor (motor) do foguete, e em consequência, nenhum dado foi obtido.

No ano de 2005, o experimento do LABTUCAL submetido ao 2º Anúncio de Oportunidades (AO) foi um dos oito experimentos selecionados e qualificados para os testes a bordo da Estação Espacial Internacional pelo Astronauta Brasileiro Marcos Pontes. Neste experimento dois minitubos de calor fios-placas cobre/água foram testados com sucesso fornecendo um total de quatro horas de dados.

No ano de 2007, através do mesmo 2º AO quatro minitubos fios-placas de  $100 \times 30 \times 2,3 \text{ mm}^3$  carregados com acetona, água, etanol, metanol foram testados em microgravidade a bordo de um foguete duplo estágio durante a Operação Cumã II. Os resultados dos testes foram satisfatórios, pois houve um aumento significativo da temperatura do experimento em consequência do contato do experimento com o corpo do foguete, que durante sua fase de ascensão aumenta significativamente sua temperatura. Aliado a isso, um forno utilizado para sinterização que era aberto para resfriar uma amostra em microgravidade foi colocado na mesma cápsula onde estavam os minitubos. Como não houve o resgate da carga útil, os únicos dados obtidos foram através de telemetria, que por sua vez apresentaram falhas, como pode ser visto em Paiva *et al.*

(2008). Apesar destes infortúnios, a Operação Cumã II proporcionou uma oportunidade de aprendizado para o grupo, sendo que valiosas informações sobre o comportamento térmico dentro de uma cápsula de um foguete sub-orbital foram obtidas, o que permitirá que, em futuras missões, sejam implementadas melhorias, evitando falhas. Mesmo com a elevação de temperatura e com as falhas de telemetria, foi possível observar que os minitubos de calor fios-placas, especialmente o carregado com água destilada, apresentaram um bom comportamento térmico, indicando que o dispositivo pode operar tanto em gravidade quanto em microgravidade.

Em 2007, outros dois experimentos do LABTUCAL foram selecionados: para um voo no foguete suborbital e para testes a bordo da ISS (terceiro Anúncio de Oportunidades – AO - da AEB). Em 2010, seis diferentes tecnologias, envolvendo mudança de fase para dissipação de calor, foram testadas a bordo de um foguete de sondagem duplo estágio. O experimento Tubos de Calor em Microgravidade (TCM) possuía 4 módulos experimentais, que foram testados em microgravidade durante 6,45 minutos. Na Operação Maracati II, os dispositivos foram testados com sucesso e a carga útil foi recuperada. Os resultados do experimento TCM são analisados nesta tese, conforme será explicado no decorrer deste texto.

O segundo experimento do LABTUCAL a ser testado a bordo da ISS é o experimento TCE (*Thermal Control Experiment*) que foi também aprovado dentro do terceiro AO. O experimento já foi fabricado e está em fase de testes laboratoriais. Não há ainda uma data definida para o voo.

## 2.7 CONCLUSÕES

Neste capítulo foram revistos os principais assuntos e tópicos que serviram de base para o desenvolvimento experimental e teórico deste trabalho. Constatou-se que o desenvolvimento de diferentes tipos de estruturas capilares são uma constante no estudo de minitubos de calor, haja vista que quanto mais eficiente for o bombeamento capilar, maior será a transferência de calor do tubo. Aliado a este fato, a constante necessidade de miniaturização de dispositivos eletrônicos tornou-se um grave entrave no desenvolvimento e fabricação dos minitubos para controle térmico. Juntamente com o desenvolvimento de diferentes tipos de estruturas capilares verificou-se que invariavelmente são apresentados modelos matemáticos que descrevem o comportamento

térmico e hidrodinâmico dos dispositivos. O presente estudo propõe, deste modo, a utilização de um novo tipo de estrutura capilar que concilia a estrutura fios-placas desenvolvida no Labtucal e a estrutura sinterizada, com o objetivo de potencializar a transferência de calor. Ainda, com a utilização desta configuração, pode-se obter tubos de pequena espessura com curvas e dobras. Não há registro deste tipo de configuração na literatura especializada sobre minitubos de calor, o que confere originalidade ao dispositivo estudado. Deste maneira, a contribuição da presente tese para o estado da arte em minitubos de calor reside no desenvolvimento de um novo tipo de minitubo de calor, denominado neste trabalho de minitubo híbrido. Para a análise da influência de parâmetros no seu desempenho térmico, um modelo matemático inédito para este tipo de configuração foi desenvolvido e será apresentado a seguir.

As principais conclusões podem ser resumidas como:

- Há a necessidade de minitubos com espessura inferior a 3 mm que transportem pelo menos 35 W por uma distância aproximada de 150 mm.
- A estrutura capilar é o componente mais importante na construção e desenvolvimento de um minitubo de calor. Estruturas capilares ranhuradas possuem alta permeabilidade, porém baixa pressão capilar. Telas têm permeabilidade e pressão capilar intermediárias, contudo são de difícil acoplamento a minitubos com seção transversal retangular ou elíptica. Materiais sinterizados, por outro lado, possuem alta pressão capilar, porém baixa permeabilidade.
- A soldagem por difusão é o processo mais indicado para produzir ranhuras do tipo fios-placas.
- Para a determinação de parâmetros que serão utilizados nos modelos é necessária a caracterização do meio poroso sinterizado.
- O ângulo de contato e a permeabilidade de líquido são parâmetros de grande importância para a determinação da máxima capacidade de transferência de calor em minitubos ranhurados e sinterizados, respectivamente.
- O estudo da arte de minitubos de calor forneceu informações precisas e de grande relevância para o desenvolvimento do modelo matemático. Os trabalhos desenvolvidos por Wang e Peterson (2002), Longtin *et al.* (1994), Leong *et al.* (1997), Lefrèvre *et al.* (2008), Launay *et al.* (2004b) e Khurstalev e

Faghri (1994) foram os trabalhos de nortearam a modelagem dos minitubos estudados.

- Os modelos da literatura são divididos entre hidrodinâmicos e térmicos. Os modelos hidrodinâmicos determinam as perdas de pressão e perfis de velocidade para as fases de líquido e vapor além da variação do raio do menisco, quando ranhuras são utilizadas. Os modelos térmicos são utilizados para a obtenção das resistências térmicas dos minitubos e conseqüente determinação da distribuição da temperatura de parede.
- Os minitubos híbridos têm um grande potencial para o aumento da taxa de transferência de calor, já que utilizam dois tipos de estruturas capilares, conciliando o aumento da pressão capilar com a diminuição da perda de carga do líquido, ou seja, alta permeabilidade. Ainda, uma camada de meio poroso sinterizado sobre o evaporador favorece o processo evaporativo, pois aumenta os sítios de nucleação, melhorando assim o desempenho térmico do tubo.

## CAPÍTULO 3

### ANÁLISE TEÓRICA

Neste capítulo, serão avaliados os dois parâmetros mais importantes para a análise do desempenho de tubos de calor: a determinação da sua máxima capacidade de transferência de calor e da sua resistência térmica total. Para tanto, foram desenvolvidos dois modelos denominados de modelo hidrodinâmico e modelo térmico.

No modelo hidrodinâmico, as equações de conservação da massa, energia e quantidade de movimento são desenvolvidas para ambas as fases líquida e vapor e, separadamente, para cada seção do minitubo. Condições de contorno e relações constitutivas para cada seção do minitubo são então aplicadas para o fechamento das equações. As equações ordinárias diferenciais descritas nesta seção são resolvidas numericamente no campo da pressão, velocidade e raio do menisco.

Já o modelo térmico foi desenvolvido para a determinação da espessura do filme de líquido para a estrutura capilar ranhurada em cada seção do dispositivo. Com isso, consegue-se calcular a resistência térmica do líquido ao logo do tubo, o que permite a determinação da temperatura da parede a partir da temperatura do vapor. Este modelo é acoplado ao modelo hidrodinâmico, onde o raio de curvatura do menisco é essencial para a sua solução.

Os modelos hidrodinâmicos foram aplicados para dois tipos de tubos de calor: os minitubos de calor fios-placas e híbrido. Conforme ilustrado na Tabela 3.1, o modelo hidrodinâmico para o minitubo fios-placas foi desenvolvido por Paiva *et al.*, 2011. Os modelos inéditos desenvolvidos neste trabalho são os modelos térmicos para o minitubo de calor fios-placas e híbrido e o modelo hidrodinâmico utilizado para caracterizar o minitubo de calor híbrido.

Tabela 3.1: Tipos de modelos propostos.

<b>Tipos de Modelos</b>	<b>Tipos de tubos de calor</b>	
	<i>Minitubo fios-placas</i>	<i>Minitubo híbrido</i>
Hidrodinâmicos	Literatura (Paiva <i>et al.</i> 2011)	<b>Proposto</b>
Térmicos	<b>Proposto</b>	<b>Proposto</b>

### 3.1 PRESSÃO CAPILAR

Embora os minitubos de calor sejam dispositivos eficientes para transferência de calor, eles estão sujeitos a algumas limitações de capacidade de transporte de calor, denominados de limites, que podem ser do tipo: viscoso, sônico, capilar, de ebulição e de arrasto. Estes limites determinam a máxima taxa de transferência de calor que este dispositivo pode realizar sob certas condições de trabalho. O principal problema no funcionamento de minitubos de calor ocorre quando estas limitações são excedidas, o que pode resultar na secagem prematura do tubo de calor (*dryout*). Quando o *dryout* ocorre, a condutividade térmica do tubo de calor torna-se inferior à condutividade de uma barra de cobre maciça de dimensões equivalentes.

Conforme estabelecido por Peterson (1994), o limite capilar, dentre todos os apresentados, é o que apresenta a maior restrição a minitubos de calor para temperatura moderada, similar ao nível empregado neste estudo. Para o perfeito funcionamento do minitubo de calor, a estrutura capilar deve proporcionar ao dispositivo uma pressão capilar superior a todas as perdas de pressão que ocorrem ao longo do caminho do líquido e do escoamento de vapor, para que assim o fluido de trabalho possa retornar à seção do evaporador. Esta afirmação é uma prerrogativa clássica do funcionamento de um tubo de calor, sendo expressa por inúmeros artigos científicos e livros do gênero (Peterson, 1994 e Faghri, 1995).

$$\Delta P_{c,\max} \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (3.1)$$

onde:  $\Delta P_{c,\max}$ ,  $\Delta P_l$ ,  $\Delta P_v$ ,  $\Delta P_g$  são respectivamente: a pressão capilar máxima, a perda de pressão de líquido na estrutura capilar, a perda de pressão de vapor ao longo do tubo e a perda de pressão hidrostática devido a inclinação do tubo.

Durante a operação em regime permanente de um tubo de calor, a contínua evaporação no evaporador e a condensação no condensador fazem o fluido retroceder nas estruturas capilares do evaporador e inundar as do condensador. A combinação destes dois fenômenos gera a pressão capilar necessária para bombear o fluido de trabalho do condensador para o evaporador. Deste modo, a interface líquido-vapor varia continuamente ao longo do eixo axial do tubo de calor.

A equação de Young-Laplace governa esta diferença de pressão entre as fases líquida e vapor em qualquer ponto do tubo de calor

(Carey,1992). Seu desenvolvimento é apresentado no Apêndice A deste texto.

Para estruturas capilares formadas por ranhuras, frequentemente o raio de curvatura longitudinal é considerado infinito sendo descartado em detrimento ao raio de curvatura transversal. Desta forma, a equação de Young-Laplace fica definida como:

$$\Delta P_c(x) = P_v(x) - P_l(x) = \frac{\sigma}{r_c(x)} \quad (3.2)$$

onde  $P_v$ ,  $P_l$ ,  $\sigma$ ,  $r_c$ , representam respectivamente a pressão de vapor, a pressão do líquido, a tensão superficial e o raio do menisco capilar.

Esta relação pode ser expressa na forma diferencial com relação à direção axial do tubo de calor como:

$$\frac{dP_v}{dx} - \frac{dP_l}{dx} = -\frac{\sigma}{r_c^2} \frac{dr_c}{dx} \quad (3.3)$$

Para estruturas capilares porosas constituídas a partir de técnicas de sinterização, a equação de Young-Laplace é expressa de outra maneira. A principal diferença está no raio de curvatura longitudinal, que não é mais considerado infinito, e sim igual ao raio de curvatura transversal. Desta forma temos:

$$\Delta P_c = P_v - P_l = \frac{2\sigma}{r_c} = \frac{2\sigma}{r_p} \quad (3.4)$$

onde  $r_p$  é o raio efetivo do poro.

O termo relativo à pressão de disjunção ou separação, *disjoining pressure*, que representa a perda de pressão devido a atração da fase líquida (fluido de trabalho) pela sólida (material do invólucro do tubo) deve ser analisado caso a caso. Este gradiente de pressão é gerado dentro de camadas bem finas de líquido, que cobrem uma determinada seção de sólido. As propriedades do líquido nesta região são significativamente diferentes das propriedades do restante do líquido. Este assunto é apresentado no Apêndice A e será comentado com maiores detalhes na seção do modelo térmico.

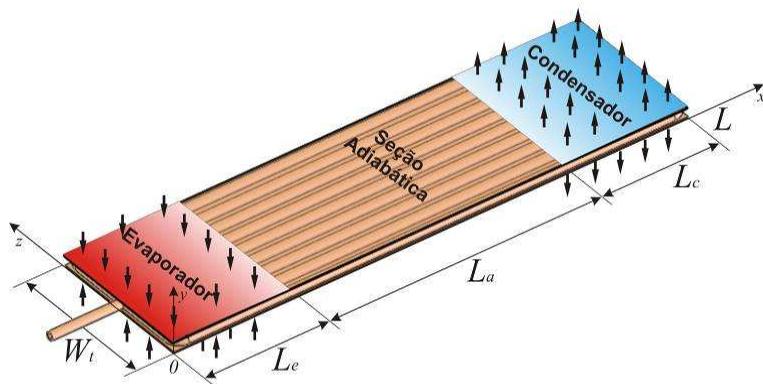
## 3.2 MODELO HIDRODINÂMICO - MINITUBO DE CALOR FIOS-PLACAS

O modelo hidrodinâmico concebido neste estudo é baseado nas equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia para escoamento unidimensional e em regime permanente. Este modelo é baseado nos trabalhos desenvolvidos por Wang e Peterson (2002), Longtin *et al.* (1994) e Launay *et al.* (2004a), devido a grande similaridade geométrica como o presente trabalho. Inclusive, o último trabalho citado, Launay *et al.* (2004a), teve seu modelo validado com os dados dos minitubos de calor fios-placas desenvolvidos pelo LABTUCAL.

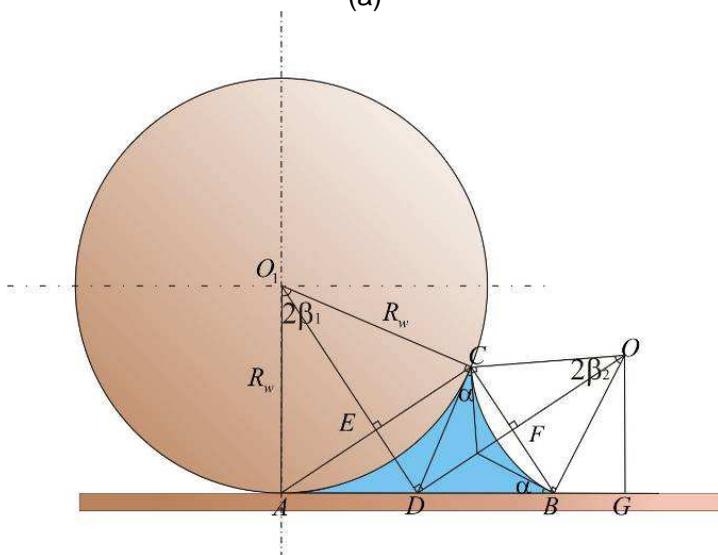
Os modelos desenvolvidos neste estudo, em comparação com os modelos citados, apresentam modificações com o intuito de melhorar sua precisão através do ajuste de algumas hipóteses. Buscou-se unir o que os três trabalhos usados como referência tinham de melhor, na tentativa de se obter um modelo matemático geral para este tipo de estrutura capilar com fios. Elementos abordados superficialmente naqueles trabalhos foram amplamente discutidos, como por exemplo, a influência dos termos de atrito e do ângulo de contato, que foi variado até a convergência com os dados experimentais. O modelo que será aqui apresentado foi recentemente submetido e aceito para publicação no periódico *Journal of Heat Transfer* da ASME, sendo referenciado neste estudo como Paiva *et al.* (2011).

### 3.2.1 Parâmetros Geométricos

A Figura 3.2 (a) apresenta um esboço esquemático de um minitubo de calor constituído de fios e placas. A coordenada axial,  $x$ , é igual a zero no início do evaporador e  $L$  no final do condensador. As fontes quente e fria de comprimento  $L_e$  e  $L_c$ , respectivamente, estão dispostas nas extremidades do tubo, separadas pela seção adiabática de comprimento  $L_a$ . A geometria da seção transversal do fluido a ser estudada no presente trabalho, formada entre a chapa plana e o fio roliço de cobre, é ilustrada na Figura 3.2 (b). O perfil do líquido presente em uma ranhura de um mini-canal depende do diâmetro do fio e das propriedades do fluido de trabalho, principalmente do ângulo de contato líquido/sólido. Para escoamento capilar com número de Reynolds baixo, a superfície livre tem um raio de curvatura transversal constante para cada volume de controle.



(a)



(b)

Figura 3.1: (a) Representação esquemática do minitubo fios-placas e (b) geometria do menisco de líquido.

Um estudo mais detalhado de todas as equações aqui apresentadas pode ser verificado no Apêndice B.

Baseando-se na geometria apresentada na Figura 3.1 (b) é possível determinar o perímetro da interface parede-líquido e parede-vapor. Este perímetro representa o comprimento da superfície do líquido e do vapor em contato com a parede do minitubo. Eles são utilizados

para o cálculo da variação de pressão do líquido e do vapor segundo as equações:

$$p_{p,l} = 2R_w(\beta_1 + \tan(\beta_1)) \quad (3.5)$$

$$p_{p,v} = 2(w + \pi R_w) + 8(r_c \beta_2 - R_w \tan(\beta_1) - R_w \beta_1) \quad (3.6)$$

onde  $R_w$  é o raio do fio de cobre,  $r_c$  é o raio capilar,  $\beta_1$  é a metade do ângulo de contato do arco entre o líquido e o fio,  $\beta_2$  é a metade do ângulo de abertura do menisco e  $w$  é o espaçamento entre fios.

Os perímetros da interface líquido-vapor são expressos pelas equações:

$$p_{i,l} = p_{i,v} = 2r_c \beta_2 \quad (3.7)$$

As áreas da seção transversal do líquido e do vapor podem ser expressas como:

$$A_l = 2R_w r_c \sin \beta_1 \sin \beta_2 - R_w^2 (\beta_1 - \sin \beta_1 \cos \beta_2) - r_c^2 (\beta_2 - \sin \beta_2 \cos \beta_2) \quad (3.8)$$

$$A_v = R_w (2w - \pi R_w) - 4A_l \quad (3.9)$$

### 3.2.2 Hipóteses Simplificativas

Para a solução do modelo unidimensional foram adotadas as hipóteses simplificativas listadas a seguir:

- a) Líquido e o vapor são considerados fluidos incompressíveis: as velocidades tanto do líquido quanto do vapor são consideradas baixas. O número de Mach para o vapor é muito menor que a unidade para faixa de temperaturas de 293 a 400K;
- b) O escoamento é laminar e completamente desenvolvido;
- c) O regime de escoamento é permanente: as taxas de fluxo de massa para o líquido e vapor são iguais em qualquer ponto do tubo;
- d) As propriedades do fluido são constantes e obtidas através valores tabelados (Lenm, 2011);

- e) A dissipação viscosa é desconsiderada: pequena velocidade do líquido e do vapor;
- f) A temperatura do vapor é constante: não há mudança apreciável da temperatura do vapor entre a seção do evaporador e do condensador. Normalmente o dispositivo transporta energia dentro da região de saturação líquido-vapor do fluido de trabalho;
- g) A tensão superficial é constante;
- h) O raio de curvatura da interface líquido-vapor paralelo é muito maior do que o raio normal ao eixo;
- i) O raio do menisco é constante em qualquer ponto do tubo;
- j) Todo o calor transferido ao evaporador é rejeitado pelo condensador.

### 3.2.3 Conservação da Quantidade de Movimento

O minitubo de calor fios-placas foi dividido em vários volumes de controle, dos quais as equações de conservação foram aplicadas a ambas as fases.

Nas referencias bibliográficas podem ser encontradas diferentes simplificações da equação da conservação da quantidade de movimento. A seguinte equação representa a expressão matemática geral para a fase líquida, incluindo todos os termos físicos que foram encontrados na literatura (Lips *et al.*, 2011):

$$\begin{aligned}
 \left[ \dot{m}_l \frac{du_l}{dx} + u_l \frac{d\dot{m}_l}{dx} \right] &= -A_l \frac{dP_l}{dx} - P_l \frac{dA_l}{dx} + P_v \frac{dA_l}{dx} + \frac{\sigma}{r_c} \frac{dA_l}{dx} + \\
 (1) \qquad (2) \qquad (3) \qquad (4) \qquad (5) & \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad (3.10) \\
 + \left| \tau_{i,l} \right| p_{i,l} + p_{p,l} \left| \tau_{p,l} \right| + \frac{d\dot{m}_l}{dx} (u_l - u_i) - g \rho_l A_l \text{sen} \theta & \\
 (6) \qquad (7) \qquad (8) \qquad (9) & \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad \qquad
 \end{aligned}$$

onde  $\dot{m}_l = \rho_l u_l A_l$  e  $A_l$ ,  $u_l$ ,  $\tau_{i,l}$ ,  $\tau_{p,l}$ ,  $\sigma$  são, respectivamente, a área da seção transversal de líquido, a velocidade de líquido na direção  $x$ , a tensão de cisalhamento da interface líquido-vapor, a tensão de cisalhamento da interface parede-líquido e tensão superficial do fluido de trabalho. Cada termo da Equação (3.10) representa respectivamente:

- (1) o termo advectivo;
- (2) e (3) o termo de pressão da fase líquida;
- (4) a força de pressão do vapor;
- (5) a força de pressão capilar;
- (6) a força tangencial de cisalhamento da interface líquido-vapor;
- (7) a força tangencial de cisalhamento da interface parede-líquido;
- (8) a transferência da quantidade de movimento devido à mudança de fase;
- (9) a força gravitacional.

Na Tabela 3.2 pode ser visto quais os termos utilizados em diferentes publicações. Esta tabela deixa claro que há uma tendência na formulação matemática das equações de conservação da quantidade de movimento para minitubos de calor ranhurados, porém não há unanimidade no sentido de estabelecer uma equação única com as mesmas simplificações.

Tabela 3.2: Termos da equação da conservação da quantidade de movimento.

Artigos	Termos da equação (3.10)								
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
Wang e Peterson (2002)	X	X	-	-	-	X	X	-	X
Paiva <i>et al.</i> (2011)	X	X	-	-	-	X	X	-	X
Launay <i>et al.</i> (2004b)	X	X	-	-	-	X	X	-	X
Suman e Kumar (2005)	-	X	-	-	-	-	X	-	X
Lefèvre <i>et al.</i> (2008)	X	X	X	X	-	X	X	-	-
Longtin <i>et al.</i> (1994)	X	X	-	-	-	X	X	-	X
Do <i>et al.</i> (2008)	-	X	-	-	-	-	X	-	-
Khrustalev e Faghri (1994)	X	X	-	-	-	-	X	-	X
Ma e Peterson (1998a)	-	X	-	-	-	-	X	-	-

O termo advectivo (1) é utilizado na maioria dos casos. O termo de pressão (2) é utilizado em todas as publicações aqui referenciadas. Por outro lado, o termo de pressão (3 e 4) só são utilizados em um artigo, apesar de que em cada lado do volume de controle (Figura 3.2) tanto a pressão quando a área da seção transversal de líquido variem. Como o raio de curvatura do menisco diminui do condensador ao evaporador, a área da seção transversal de líquido diminui da mesma maneira. Contudo, na maioria dos artigos, esta variação da seção transversal do líquido é muito pequena, podendo ser desprezada nas equações de conservação. O termo (6) referente à força tangencial de cisalhamento na interface líquido-vapor é desconsiderado em boa parte dos artigos, pelo fato de que, em alguns casos, a velocidade é muito reduzida e a área de contato entre as fases é pequena. Por outro lado, o termo (7) é considerado em todos os trabalhos, evidenciando a sua importância na resolução desta equação. O termo (8), que representa a transferência da quantidade de movimento devido a evaporação ou condensação, é considerado apenas em artigos de estudo fundamental. Por fim, o termo (9), relativo à influência da gravidade, é considerado apenas onde o dispositivo opera inclinado.

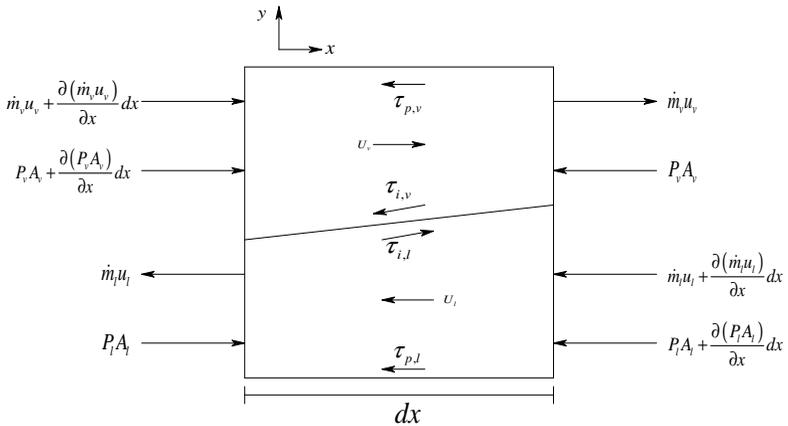


Figura 3.2: Volume de controle para conservação da quantidade de movimento.

Levando em consideração as hipóteses estabelecidas acima e o volume de controle apresentado na Figura 3.2, a equação de conservação da quantidade de movimento da fase líquida pode ser escrita como:

$$-\left[ \dot{m}_l \frac{du_l}{dx} + u_l \frac{d\dot{m}_l}{dx} \right] - A_l \frac{dP_l}{dx} + p_{i,l} \tau_{i,l} + p_{p,l} \tau_{p,l} - g \rho_l A_l \sin\theta = 0 \quad (3.11)$$

De maneira semelhante, a equação da conservação da quantidade de movimento da fase vapor tem a seguinte forma:

$$\left[ \dot{m}_v \frac{du_v}{dx} + u_v \frac{d\dot{m}_v}{dx} \right] + A_v \frac{dP_v}{dx} - p_{i,v} \tau_{i,v} - p_{p,v} \tau_{p,v} + g \rho_v A_v \sin\theta = 0 \quad (3.12)$$

onde  $\dot{m}_v = \rho_v u_v A_v$  e  $A_v$ ,  $u_v$ ,  $\tau_{i,v}$ ,  $\tau_{p,v}$ ,  $p_{p,v}$  são, respectivamente, a área da seção transversal de vapor, a velocidade do vapor na direção x, a tensão de cisalhamento da interface vapor-líquido, a tensão de cisalhamento da interface parede-vapor e o perímetro na interface parede-vapor.

Para o cálculo das tensões de cisalhamento, tanto da fase líquida quanto da fase vapor, os escoamentos serão assumidos como similares aos completamente desenvolvidos. Isto se justifica devido à pequena parcela convectiva encontrada nos escoamentos e pelas pequenas mudanças nas áreas das seções transversais do líquido e do vapor. Os estudos das tensões de cisalhamento serão apresentados a seguir.

### 3.2.4 Conservação da Massa

Para a determinação do fluxo de líquido levando-se em conta a mudança de fase que ocorre nas ranhuras dos tubos de calor, utilizam-se as equações da conservação da massa, de movimento e de energia. A lei da conservação da massa estabelece que em regime permanente, a taxa de fluxo de massa de líquido que entra em um determinado volume de controle é igual a taxa de fluxo de massa de vapor que sai deste volume de controle (ver Figura 3.3). As equações de conservação da massa para a fase líquida e vapor podem ser expressas como:

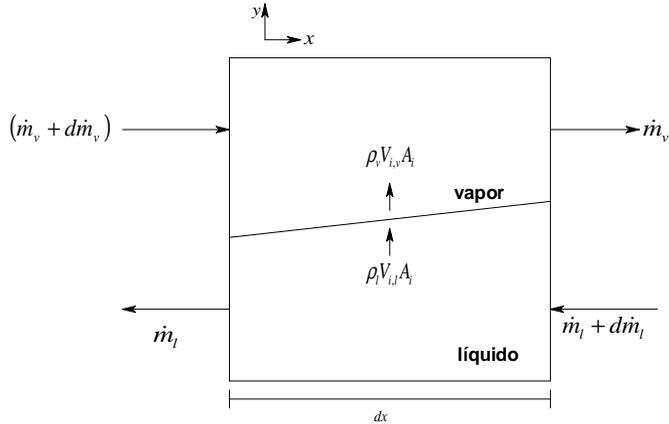


Figura 3.3: Volume de controle para conservação da massa.

$$\frac{d\dot{m}_l}{dx} - \rho_l v_{i,l} p_{i,l} = 0 \quad (3.13)$$

$$\frac{d\dot{m}_v}{dx} + \rho_v v_{i,v} p_{i,v} = 0 \quad (3.14)$$

onde,  $\dot{m}_l, \dot{m}_v, \rho_l, \rho_v, v_{i,l}, v_{i,v}, p_{i,l}, p_{i,v}$  são, respectivamente, a taxa de fluxo de massa de líquido e de vapor, a massa específica do líquido e do vapor, a velocidade da interface de líquido e de vapor e o perímetro da interface líquido-vapor e vapor-líquido.

O perímetro das interfaces depende da geometria da estrutura capilar enquanto que as velocidades da interface podem ser obtidas das equações de conservação de energia.

### 3.2.5 Conservação da Energia

O calor é transportado principalmente devido às mudanças de fase (líquido-vapor e vapor-líquido) que ocorrem em um tubo de calor. As resistências térmicas associadas aos fenômenos físicos relativos às mudanças de fase são pequenas quando comparadas com as resistências condutivas da fase de líquido e do envelope de cobre, ao longo do comprimento do tubo de calor. Como o filme de líquido é considerado fino e o número de Reynolds relativo ao escoamento de líquido é muito baixo, os termos convectivo, difusivo e de dissipação viscosa da fase líquida podem ser desconsiderados. Basicamente, qualquer energia

transferida ao volume de controle (ver Figura 3.4) resultará em calor latente na interface líquido-vapor.

Como resultado, a equação de conservação da energia para a fase líquida pode ser expressa como:

$$Q_{vc} = \dot{m}_{vc} h_{lv} \tag{3.15}$$

onde  $Q_{vc}$  é a taxa de transferência de calor inserido na seção do evaporador ou removido na seção do condensador e  $h_{lv}$  o calor latente de vaporização do fluido de trabalho.

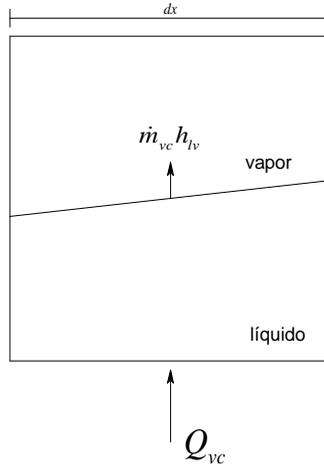


Figura 3.4: Volume de controle para as equações de conservação da energia.

Quando o acréscimo de calor e a sua remoção ocorrem uniformemente na seção do evaporador e condensador, respectivamente, supondo-se que não haja perda de calor na seção adiabática, a velocidade de formação do líquido na interface líquido-vapor pode ser expressa da seguinte forma:

$$v_{i,l} = \begin{cases} \frac{2q_e'' w}{\rho_l p_{i,l} h_{lv}} & \text{na seção do evaporador} \\ 0 & \text{na seção adiabática} \\ -\frac{2q_c'' w}{\rho_l p_{i,l} h_{lv}} & \text{na seção do condensador} \end{cases} \tag{3.16}$$

onde  $w$  representa o espaçamento entre fios.

Para o efeito de orientação adotou-se o eixo  $x$ , que é paralelo à linha de centro do minitubo de calor, como eixo padrão. O início do evaporador representa o ponto  $x=0$  e o condensador termina no ponto  $x=L$ . Como resultado, a taxa de fluxo de massa do vapor é positiva,  $\dot{m}_v \geq 0$ , e a taxa de fluxo de massa do líquido é negativa,  $\dot{m}_l \leq 0$ . Da mesma forma, a velocidade de mudança de fase da interface  $v_i$  é negativa durante a condensação e positiva durante a evaporação.

Similarmente, a partir da equação de conservação de energia da fase do vapor, a velocidade de formação de vapor pode ser escrita como:

$$v_{i,v} = \begin{cases} \frac{2q_e''w}{\rho_v p_{i,v} h_{lv}} & \text{na seção do evaporador} \\ 0 & \text{na seção adiabática} \\ -\frac{2q_c''w}{\rho_v p_{i,v} h_{lv}} & \text{na seção do condensador} \end{cases} \quad (3.17)$$

Estas expressões serão substituídas diretamente nas equações de conservação da massa.

### 3.2.6 Fatores de Atrito da Fase Líquida e da Fase Vapor

Para resolver as equações de quantidade de movimento, os termos referentes aos fatores de atrito de ambas as fases devem ser determinados. A tensão entre as fases que aparece nas equações (3.11) e (3.12) podem ser expressas, segundo Wang e Peterson (2002), como:

$$\tau_{i,v} = \frac{1}{2} f_{i,v} \rho_v u_v^2 \quad (3.18)$$

$$\tau_{i,l} = \frac{1}{2} f_{i,l} \rho_l u_l^2 \quad (3.19)$$

onde  $f_{i,v}$  é o fator de atrito do vapor na interface e  $f_{i,l}$  o fator de atrito do líquido na interface.

Quando se supõe que não há escorregamento entre as fases na interface, tem-se:

$$\tau_{i,v} = -\tau_{i,l} \quad (3.20)$$

Segundo Longtin *et al.* (1994), em relação ao vapor, o líquido encontra-se parado e pode ser tratado como uma seção de parede. Sendo assim, a tensão de cisalhamento da interface do líquido é igual a do vapor, porém com sinais opostos.

Os coeficientes das tensões de interface ( $\tau_{i,v}$  e  $\tau_{i,l}$ ) dependem de parâmetros como: propriedades dos fluidos de trabalho, diferença de velocidade entre as fases líquida e vapor e a forma geométrica da ranhura da estrutura capilar. Ma e Peterson (1997) investigaram a interação da interface líquido-vapor em ranhuras triangulares. Um número adimensional relativo à interface líquido-vapor foi introduzido para caracterizar o efeito do fluxo de vapor sobre o fluxo de líquido. Contudo, é muito difícil determinar a velocidade superficial média do líquido, e, por conseguinte, este valor é usado apenas em casos especiais. Devido à existência de contra fluxo entre as fases, a interação entre líquido e vapor cresce não linearmente com o aumento da velocidade. Este efeito é especialmente grande em estruturas capilares de ranhuras longitudinais abertas.

A tensão de cisalhamento entre a fase líquida e a parede do minitubo pode ser expressa como:

$$\tau_{l,p} = \frac{1}{2} f_{l,p} \rho_l u_l^2 \quad (3.21)$$

Para a determinação dessa tensão de cisalhamento, foi utilizada uma técnica proposta por Bejan (1995) e suportada por Wang e Peterson (2002), onde a ranhura aguda formada entre as duas chapas finas de cobre e os fios têm a forma de um triângulo irregular. Nesse caso, o fator de atrito para a fase líquida pode ser estimado como:

$$(f_{l,p} \text{Re}_l)_{\text{fio}} = \psi (f_{l,p} \text{Re}_l) \quad (3.22)$$

onde  $\psi$  é um fator de forma que é usado para corrigir o produto do fator de atrito da fase líquida na forma triangular pelo número de Reynolds

( $\text{Re} = \frac{\rho u D_h}{\mu}$ ),  $f_{l,p} \text{Re}_l$ , o qual pode ser aproximado segundo a correlação:

$$\psi = \frac{8[1 + \sin(\beta_1/2)]^2 A_r}{\sin \beta_1 p_1^2} \quad (3.23)$$

$$f_{l,p} \text{Re}_l = (f_{l,p} \text{Re}_l)_0 (1 + 0,0002 \text{Re}_v (1/2 + \xi)) \quad (3.24)$$

onde  $\text{Re}_v$  é o número de Reynolds da fase vapor e  $(f_{l,p} \text{Re}_l)_0$  é o fator de forma da fase de líquido, na situação em que não haja efeito do fluxo de vapor. Através de uma correlação proposta por Shah e Batti (1987) uma correlação geral pode ser obtida e expressa na forma:

$$(f_{l,p} \text{Re}_l)_0 = 12(1 + 0,5162\xi - 0,8018\xi^2 + 0,4177\xi^3) \quad (3.25)$$

onde  $\xi$  é um fator de forma definido como:

$$\xi = \frac{W}{2H} \quad (3.26)$$

onde H e W representam a altura e a largura triângulo ABC mostrado na Figura 3.1 (b).

$$H = 2 \sin^2(\beta_1) R_w \quad (3.27)$$

$$W = 2 \tan(\beta_1) R_w \quad (3.28)$$

Devido à evaporação na seção do evaporador e a condensação na seção do condensador, a geometria da seção transversal da fase de líquido varia longitudinalmente no minitubo de calor, assim como a velocidade do vapor. Por esta razão, torna-se difícil obter uma expressão única para o fator de atrito da fase vapor. Sendo assim, considerando uma quantidade de fluido ótima, no final do condensador, a seção transversal do vapor tem aproximadamente a forma de um círculo, enquanto no meio do minitubo de calor possui a forma de um quadrado, já no final do evaporador a seção de vapor tem a forma aproximada de um retângulo (ver Figura 3.5).

Sendo assim, os termos referentes à tensão de cisalhamento da fase vapor podem ser expressos como:

$$\tau_{v,p} = \frac{1}{2} f_{v,p} \rho_v u_v^2 \quad (3.29)$$

$$f_{v,p} = \frac{k}{\text{Re}_v} \quad (3.30)$$

onde  $k$  depende da geometria da seção do duto. A seção do evaporador onde não há quase líquido pode ser aproximada à forma retangular ( $k=17$ ), segundo Bejan (1995). No condensador  $k=16$ , para uma

seção circular. Na seção adiabática foi adotado  $k = 14,2$ , para forma de seção quadrada.

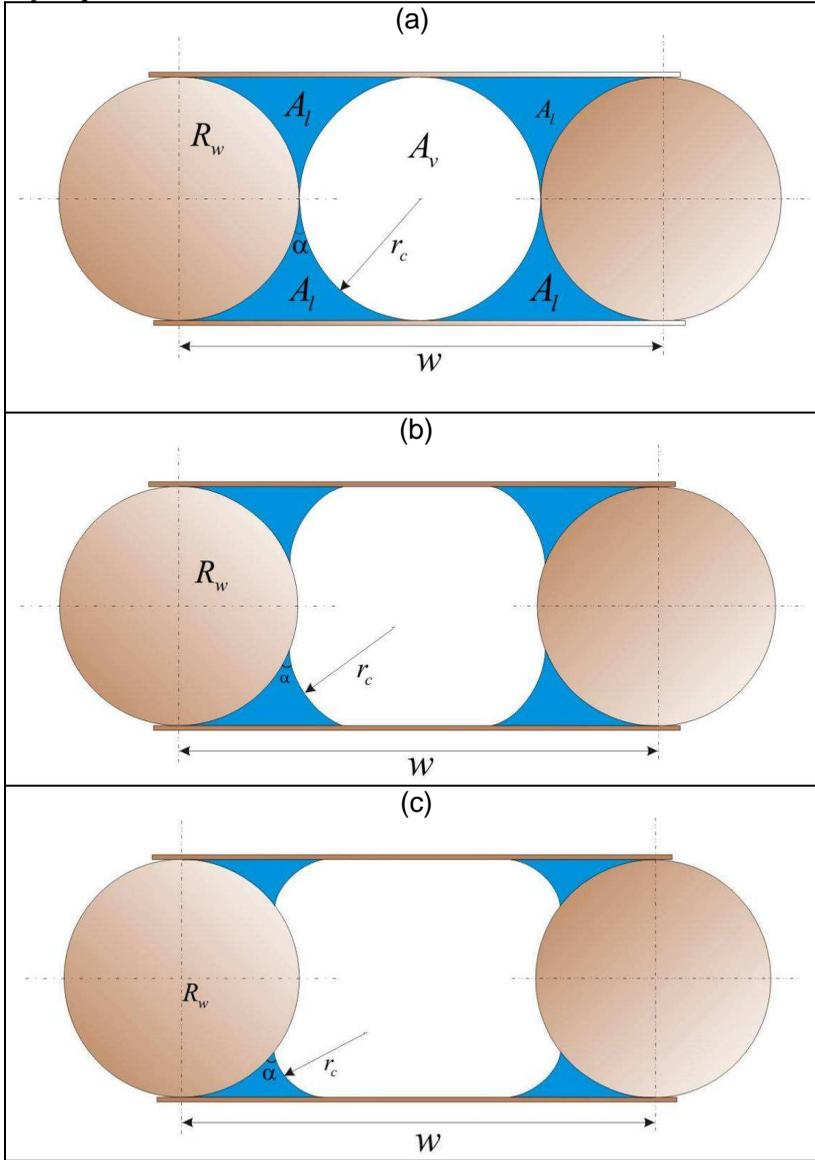


Figura 3.5: Canal do vapor: a) seção do condensador; b) seção adiabática e c) seção evaporador.

### 3.2.7 Condições de Contorno

As Equações (3.3), (3.11), (3.12), (3.13) e (3.14) constituem um conjunto de cinco equações diferenciais não lineares de primeira ordem com cinco incógnitas:  $r_c$ ,  $u_v$ ,  $u_l$ ,  $P_v$ ,  $P_l$ , que deve ser resolvido. Para iniciar os cálculos, o tubo de calor é dividido em diversos subdomínios. As condições de contorno necessárias à solução do problema no primeiro subdomínio são dadas no ponto final da secção do condensador e assim este primeiro subdomínio é resolvido. Os resultados obtidos para essa secção são então utilizados como condição inicial do próximo subdomínio, e assim por diante. Assim, as soluções do processo iniciam-se ao final da secção do condensador e procedem até a interface da secção do condensador com a secção adiabática. Um segundo procedimento de solução é então adotado para as equações relativas à secção adiabática. As condições iniciais para a solução das equações na secção adiabática são tomadas da solução da secção do condensador na interface condensador-secção adiabática. Através deste mesmo procedimento são obtidas as soluções das equações na transição da secção adiabática para a secção do evaporador.

As condições de contorno usadas para o final da secção do condensador,  $x = L$ , são:

$$u_v = 0 \quad (3.31)$$

$$u_l = 0 \quad (3.32)$$

$$r_c = r_{c,\max} \quad (3.33)$$

$$P_v = P_{sat}(T_v) \quad (3.34)$$

$$P_l = P_v - \frac{\sigma}{r_{c,\max}} \quad (3.35)$$

onde  $P_v$  é a pressão de saturação do vapor em uma determinada temperatura de operação no minitubo de calor, que é calculada pela média da temperatura de parede do tubo na secção adiabática.

O raio máximo do menisco, que ocorre no final da secção do condensador, mais especificamente onde o filme de condensado encontra a metade do diâmetro do fio de cobre, segundo Wang e Peterson (2002) é dado por:

$$r_{c,\max} = \frac{R_w}{\cos(\alpha) - \sin(\alpha)} \quad (3.36)$$

Como pode ser observado nessa equação, que é demonstrada no Apêndice B, o raio máximo do menisco depende do raio do fio de cobre e também do ângulo de contato do líquido com a carcaça do minitubo de calor.

### 3.2.8 Solução das equações diferenciais

O conjunto de Equações (3.3), (3.11), (3.12), (3.13) e (3.14) foi resolvido empregando-se o software Maple®. Para um ângulo de contato fixo, calcula-se o limite máximo de transferência de calor de um canal, representado pela região entre dois fios. O método de solução adotado é o método de Runge-Kutta de quarta ordem, com um controle adaptativo de passo (*step size*) para minimizar os erros. O erro tolerável entre um passo (*step*) e outro na solução das equações foi sempre  $\leq 10^{-6}$ . O programa é interrompido quando o raio do menisco tende à zero no final do evaporador.

## 3.3 MODELO HIDRODINÂMICO - MINITUBO DE CALOR HÍBRIDO

Nesta seção será apresentado o modelo hidrodinâmico utilizado para a determinação da máxima capacidade de transferência de calor em um minitubo de calor híbrido. O tubo objeto deste estudo possui duas estruturas capilares dispostas em série, inédita até então na literatura especializada sobre minitubos de calor. No evaporador, uma fina camada de pó de cobre foi sinterizada na superfície inferior e superior do tubo. Na seção adiabática e condensador, a estrutura fios-placas soldadas por difusão fornece a pressão capilar necessária para o bombeamento do líquido até o início do evaporador. Para este minitubo específico, foi encaminhado ao Instituto Nacional de Propriedade Intelectual (INPI) um pedido de patente Paiva *et al.* (2011).

Como observado na seção 2.5.3 existem poucas publicações sobre modelagem e testes de minitubos com duas ou mais estruturas capilares. O trabalho desenvolvido por Mwaba *et al.* (2006) foi o que apresentou maior semelhança com presente estudo, apesar de se tratar de um tubo cilíndrico, em que o meio poroso é composto por uma estrutura sinterizada no evaporador e telas metálicas nas demais seções. Neste trabalho, considerações de artigos que tratam somente de minitubos sinterizados como os de Hwang *et al.* (2007), Leong *et al.* (1997) e Chen *et al.* (2001) também foram utilizados.

O modelo hidrodinâmico apresentado nesta seção conjuga os dois modelos preexistentes: modelo do minitubo fios-placas (estrutura capilar da seção adiabática e condensador) apresentado na seção anterior e o modelo dos minitubos sinterizados (estrutura capilar sinterizada no evaporador).

### 3.3.1 Parâmetros Geométricos

O minitubo de calor híbrido analisado tem seu desenho esquemático apresentado na Figura 3.6 (a). Somente na seção do evaporador, como foi observado anteriormente, emprega-se material sinterizado, como pode ser visto na Figura 3.6 (b).

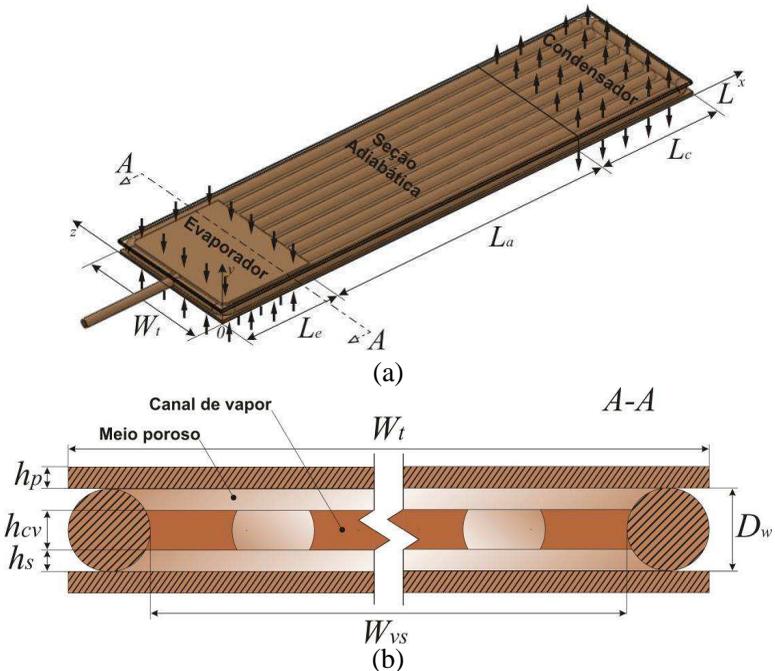


Figura 3.6: (a) Representação esquemática do minitubo de calor híbrido e (b) seção transversal do minitubo híbrido na seção evaporador.

A altura e a largura do canal de vapor são expressas pelas seguintes relações:

$$h_{cv} = D_w - 2h_s \quad (3.37)$$

$$W_{vs} = W_t - 2D_f \quad (3.38)$$

onde  $D_w$ ,  $h_s$ ,  $W_t$  são respectivamente: diâmetro do fio, espessura do meio poroso e largura do tubo de calor.

A área e o perímetro do canal de vapor são expressas por:

$$A_{cv} = W_{vs} h_{cv} \quad (3.39)$$

$$p_{p,v} = 2h_{cv} + 2W_{vs} \quad (3.40)$$

A área da seção transversal de uma camada do meio poroso sinterizado é expressa como:

$$A_s = h_s W_{vs} \quad (3.41)$$

### 3.3.2 Hipóteses Simplificativas

Para as seções do condensador e adiabática foram consideradas as mesmas simplificações adotadas na Seção 3.2.2. As simplificações apresentadas abaixo são referentes apenas a seção do evaporador para o minitubo de calor híbrido.

- a) O escoamento é unidimensional, incompressível e em regime permanente;
- b) A porosidade do meio poroso é uniforme, isotrópica e este é saturado de líquido;
- c) A mudança de fase ocorre na interface da estrutura porosa e o vapor se desloca para o condensador;
- d) As propriedades do líquido são estabelecidas a partir da temperatura de operação do tubo;
- e) O fluxo de calor é uniforme no evaporador;
- f) Todo o calor transferido ao evaporador é rejeitado no condensador;
- g) O raio do menisco é igual ao raio do poro do meio poroso sinterizado.

### 3.3.3 Conservação da Massa e Energia

Para as seções adiabática e do condensador, as equações de conservação de massa e energia são escritas conforme apresentadas nas Seções 3.2.4 e 3.2.5. Para a seção do evaporador, considerando-se as simplificações adotadas e supondo-se que o processo de evaporação ocorra sobre a superfície do meio poroso e que o escoamento seja incompressível temos:

$$\nabla \cdot \overline{u}_l = 0 \quad (3.42)$$

$$\nabla \cdot \overline{u}_v = 0 \quad (3.43)$$

Considerando-se que todo o calor transferido ao volume de controle é empregado na evaporação do fluido de trabalho na interface, as equações de conservação da massa e energia podem ser conjugadas como segue:

$$\frac{du_l}{dx} - \frac{2q_e W_{vs}}{h_{lv} \rho_l A_s} = 0 \quad (3.44)$$

$$\frac{du_v}{dx} + \frac{2q_e W_{vs}}{h_{lv} \rho_v A_{cv}} = 0 \quad (3.45)$$

### 3.3.4 Conservação da Quantidade de Movimento

As equações de conservação de quantidade de movimento para as fases líquida e vapor do minitubo de calor híbrido são divididas em dois grupos. O primeiro corresponde às equações relativas às ranhuras fios-placas apresentadas na Seção 3.2.3. O segundo diz respeito à seção com material poroso. Como tanto o meio capilar quanto a geometria do canal de vapor são diferentes da estrutura fios-placas, propõe-se um novo modelo para esta seção.

A equação de conservação para a fase líquida é modelada de acordo com o método da média volumétrica (*volume averaging method*) através de uma abordagem semi-heurística descrita em Kaviany (1995).

A equação da quantidade de movimento geral para a fase líquida em média volumétrica é apresentada a seguir, incluído os termos de inércia macroscópicos e microscópicos.

$$\underbrace{\frac{\rho_l}{\varepsilon} \left( \frac{\partial \langle \vec{u}_l \rangle}{\partial t} + \langle \vec{u}_l \rangle \cdot \nabla \langle \vec{u}_l \rangle \right)}_{\substack{\text{1º Termo} \\ \text{Força de inércia macroscópica}}} = \underbrace{-\nabla \langle P_l \rangle}_{\substack{\text{2º Termo:} \\ \text{Gradiente} \\ \text{força} \\ \text{de} \\ \text{pressão}}} + \underbrace{\rho_l \vec{f}}_{\substack{\text{3º Termo:} \\ \text{Força} \\ \text{da} \\ \text{gravidade}}} + \underbrace{\frac{\mu_l}{\varepsilon} \nabla^2 \langle \vec{u}_l \rangle}_{\substack{\text{4º Termo:} \\ \text{Tensão} \\ \text{viscosa} \\ \text{interfacial} \\ \text{microscópica} \\ \text{Termo de Brinkman}}} - \underbrace{\frac{\mu_l}{K} \langle \vec{u}_l \rangle}_{\substack{\text{5º Termo:} \\ \text{Tensão} \\ \text{viscosa} \\ \text{microscópica} \\ \text{Termo de Darcy}}} - \underbrace{\frac{C_E}{K^{1/2}} \rho_l \langle \vec{u}_l \rangle \langle \vec{u}_l \rangle}_{\substack{\text{6º Termo:} \\ \text{Força} \\ \text{Inercial} \\ \text{Microscópica} \\ \text{Termo de Ergun}}} \quad (3.46)$$

onde, o sub-índice  $l$  é referente à fase líquida e:  $P$  representa a pressão;  $\varepsilon$  a porosidade;  $K$  a permeabilidade;  $\mu_l$  a viscosidade dinâmica da fase líquida e  $\langle \vec{u}_l \rangle$  o vetor velocidade descrito através do método da média volumétrica. Para  $\varepsilon=1$  e  $K \rightarrow \infty$  a equação de Navier-Stokes volta a sua forma original.

Como pode ser observado, a complexidade de alguns termos da Equação (3.46) dificulta a solução. Para isso, algumas simplificações adicionais são adotadas, a saber:

- 1) Primeiro termo: a velocidade do líquido é considerada pequena e, portanto, descartada
- 2) Segundo termo: incógnita do problema;
- 3) Terceiro termo: o tubo é testado apenas na horizontal e, portanto, a força da gravidade é descartada;
- 4) Quarto termo: as viscosidades das fases são consideradas iguais e, portanto, o termo de arraste entre as fases pode ser descartado;
- 5) Quinto termo: incógnita do problema;
- 6) Sexto termo: a velocidade do líquido é baixa, bem como a permeabilidade ( $K \rightarrow 0$ ), portanto, os termos inerciais podem ser descartados.

Fazendo-se todas as simplificações adotadas e assumindo-se as hipóteses apresentadas, a equação de conservação da quantidade de movimento para a fase líquida é reduzida à lei de Darcy. Por simplicidade a notação de média volumétrica foi omitida:

$$u_l = -\frac{K}{\mu_l} \left( \frac{dP_l}{dx} \right) \quad (3.47)$$

Substituindo-se a Equação (3.47) na equação de conservação da massa para a fase líquida (3.44) obtém-se uma equação diferencial de segunda ordem para a distribuição de pressão do líquido:

$$\frac{d^2 P_l}{dx^2} = \frac{2q_e W_{vs} \mu_l}{Kh_v \rho_l A_s} \quad (3.48)$$

Para fase de vapor, a equação da quantidade de movimento é apresentada na sua forma corrente e, tal qual adotado nas seções onde da estrutura fios-placas, emprega-se a equação:

$$\left[ \dot{m}_v \frac{du_v}{dx} + u_v \frac{d\dot{m}_v}{dx} \right] + A_v \frac{dP_v}{dx} - p_{p,v} \tau_{p,v} + g \rho_v A_{c,v} \text{sen}\theta = 0 \quad (3.49)$$

A velocidade da fase líquida é muito menor que a velocidade do vapor. Por conseguinte, a tensão de cisalhamento do vapor é computada supondo-se que o líquido esteja parado. O termo referente à tensão de cisalhamento entre a interface líquido-vapor foi desconsiderado devido a pequena área de contato com o vapor.

### 3.3.5 Fator de Atrito da Fase de Vapor

Para solucionar as equações de quantidade de movimento da fase de vapor, os termos referentes aos fatores de atrito devem ser determinados. Já para a fase líquida, a equação de Darcy é a única necessária para a determinação da queda de pressão do líquido. A tensão de cisalhamento entre a parede do tubo, incluindo o meio poroso, é expressa na forma:

$$\tau_{p,v} = \frac{1}{2} f_{p,v} \rho_v u_v^2 \quad (3.50)$$

Para dutos retangulares estreitos, o valor do produto entre o coeficiente de atrito pelo número de Reynolds é definido usando a seguinte equação (Shah e Bhatti, 1987):

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{h_{cv}}{W_{vs}}, \text{ se } W_{vs} > h_{cv} \\ \varphi &= \frac{W_{vs}}{h_{cv}}, \text{ se } W_{vs} < h_{cv} \end{aligned} \quad (3.51)$$

$$f_{p,v} Re_v = 24 \cdot \left( \begin{aligned} &1 - 1.355\varphi + 1.947\varphi^2 - 1.701\varphi^3 + \\ &+ 0.956\varphi^4 - 0.254\varphi^5 \end{aligned} \right)$$

onde  $\varphi$  é uma razão de aspecto entre a altura e largura da seção transversal do canal de vapor.

### 3.3.6 Condições de Contorno

De forma análoga à solução do minitubo fios-placas, o sistema de equações diferenciais que compõem as Equações (3.3), (3.11), (3.12), (3.13) e (3.14) é resolvido para se determinar as velocidades e pressões de ambas as fases, bem como a variação do raio do menisco, para as regiões do condensador e seção adiabática. As condições de contorno para a solução do problema são tomadas no primeiro subdomínio do final do condensador ( $x = L$ ), já apresentadas na Seção 3.2.7. Os resultados obtidos no final da seção adiabática são então utilizados como condição inicial do próximo domínio, na seção do evaporador. Entretanto, como as áreas do líquido e vapor foram alteradas devido à mudança de estrutura capilar, fez-se necessário um novo balanço de massa para se determinar as novas velocidades na interface da seção adiabática- evaporador. Por conseguinte:

$$u_{v,eva-adi} = \frac{u_v(L - L_c - L_a)A_v(L - L_c - L_a)}{A_{cv}} \quad (3.52)$$

$$u_{l,eva-adi} = \frac{u_l(L - L_c - L_a)A_l(L - L_c - L_a)}{A_s} \quad (3.53)$$

onde  $u_{v,eva-adi}$  e  $u_{l,eva-adi}$  são as velocidades na interface evaporador-seção adiabática.

Outro conjunto composto das equações diferenciais (3.44), (3.45), (3.48) e (3.49) é necessário para a determinação das velocidades e pressões na seção do evaporador a partir de  $x = L - L_c - L_a$ . As condições de contorno são expressas como segue:

$$u_v \Big|_{x=L-L_c-L_a} = u_{v, \text{evap}} \quad (3.54)$$

$$\frac{dP_l}{dx} \Big|_{x=0} = 0 \quad (3.55)$$

$$P_l \Big|_{x=L-L_c-L_a} = P_{l, \text{eva-adi}} \quad (3.56)$$

$$P_v \Big|_{x=L-L_c-L_a} = P_{v, \text{eva-adi}} \quad (3.57)$$

### 3.3.7 Solução das Equações Diferenciais

Na solução do sistema de equações diferenciais para o modelo do minitubo de calor híbrido adota-se o mesmo procedimento utilizado na solução das equações do minitubo fios-placas. Na seção do evaporador, um outro conjunto de condições de contorno (Equações 3.54 à 3.57) foi utilizado para a solução numérica. O balanço de massa do líquido e do vapor foram verificados a cada incremento de fluxo de calor. Para o caso de material sinterizado, a solução teórica para a variação do raio de curvatura do menisco ao logo do evaporador é difícil de ser obtida. Para contornar essa dificuldade, a máxima pressão capilar foi determinada pela Equação (3.4), utilizando-se o raio do poro obtido experimentalmente. O procedimento numérico termina quando as perdas de pressão da fase líquida e vapor são iguais à máxima pressão capilar.

## 3.4 MODELO TÉRMICO - MINITUBO DE CALOR FIOS-PLACAS

Nesta seção será apresentado o formalismo para a solução dos modelos térmicos do minitubo de calor fios-placas. Essa formulação ainda não foi publicada nos veículos especializados sobre o tema. Foram tomados como base para esse estudo os modelos desenvolvidos para tubos com ranhuras triangulares e quadradas, desenvolvidos por: Lefrèvre *et al.* (2008), Lefrèvre e Lallemand (2006), Launay *et al.* (2004b) e Khrustalev e Faghri (1994).

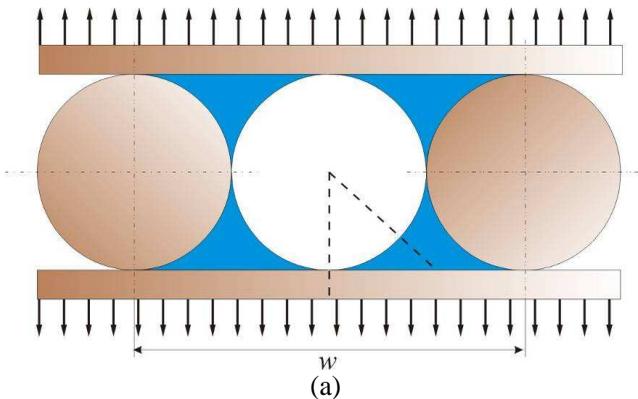
A partir do conhecimento do raio de curvatura do menisco, pode-se calcular a evolução da espessura do filme de líquido sobre toda a seção transversal da ranhura. Como isso, consegue-se calcular a resistência térmica do filme através do fluxo evaporativo ou de condensação e, conseqüentemente, a temperatura de parede do tubo.

### 3.4.1 Filme Fino de Líquido

Para a determinação da espessura do filme de líquido, uma parte da seção transversal de uma ranhura foi selecionada para estudo, conforme ilustrado na Figura 3.7 (a). Independentemente da seção do tubo em estudo, o filme de líquido, segundo Carey (1992), é dividido em três regiões a saber: (1) uma região de espessura constante, (2) uma região de transição onde a espessura e a curvatura do menisco variam e (3) uma região de curvatura constante ou região intrínseca do menisco (ver Figura 3.7 (b)).

Cada uma das três seções do minitubo de calor: evaporador, seção adiabática e condensador é modelada distintamente. Para a modelagem completa de todo o perfil, na primeira região é requerido o conhecimento da espessura e do comprimento do filme de líquido. Na região de transição é requerido a modelagem específica para a região do evaporador e condensador. Na terceira região é requerido o conhecimento do raio de curvatura da ranhura e da posição do ponto limite entre a região de transição e do menisco intrínseco.

Quando um fluido na fase líquida ou de vapor entra em contato com uma superfície sólida, uma parte de suas moléculas se fixa ao elemento sólido. Este fenômeno é denominado de adsorção e ocorre devido ao estabelecimento de ligações intermoleculares, principalmente ligações do tipo Van der Waals. Nesta região, a espessura do filme é uniforme, a curvatura da interface líquido-vapor é nula e as moléculas do filme não conseguem evaporar devido às elevadas forças intermoleculares.



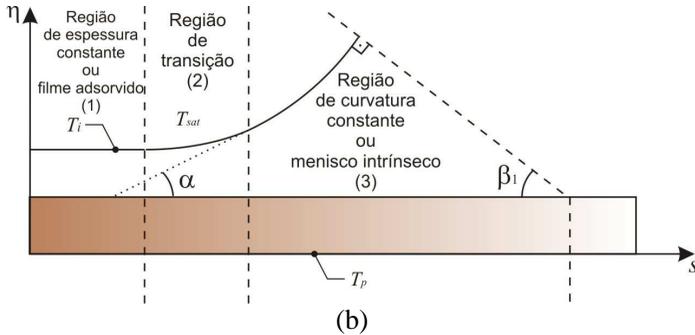


Figura 3.7: (a) Representação de um canal e (b) parte do filme de líquido.

Segundo Stephan e Busse (1992) e Wayner *et al.* (1976), entre a região de filme adsorvido, onde a curvatura do filme é nula, e a região de filme intrínseco, onde a curvatura do filme é constante, há uma zona de transição onde a curvatura é variável. Esta zona é também chamada de região de transição, micro-região ou região de micro-filme (Figura 3.7b). Neste local a evaporação é intensa e a espessura do filme de líquido é muito pequena, resultando em uma significativa transferência de calor. Na fronteira entre micro-região e a região de filme intrínseco, o ângulo formado entre o filme de líquido e a parede do tubo é denominado de ângulo de contato.

A resistência térmica de um tubo de calor depende da espessura do filme de líquido da seção do evaporador ao condensador. Como os processos de transferência de calor e de mecânica dos fluidos para o filme fino são similares em ambas as seções, é possível descrever a formação do filme pelas mesmas equações, levando em consideração a diferença de direção do fluxo de calor (Faghri, 1995).

Na região de filme fino, o número de Reynolds é considerado muito pequeno, de modo que o termo inercial pode ser desconsiderado. Supondo-se que o escoamento de líquido nesta região é laminar e completamente desenvolvido, o perfil de velocidade é governado por uma equação proposta por (Faghri, 1995), como segue:

$$u_t = -\frac{1}{2\mu_l} \frac{dP_l}{ds} (2\eta\delta - \eta^2) \quad (3.58)$$

onde  $\eta$  é a coordenada normal da interface sólido-líquido,  $\delta$  é a espessura de filme fino que varia com coordenada  $s$ .

A pressão de vapor é considerada constante ao longo da coordenada  $s$  e o escoamento de líquido é governado principalmente pela tensão superficial e pelas forças de adesão. As seguintes relações são regidas pela equação de Young-Laplace (3.2), acrescida do termo de pressão de disjunção,  $P_d$ , referente às forças de adesão na região de filme fino:

$$\begin{aligned} \frac{dP_l}{ds} &= -\frac{d(\sigma K_c)}{ds} + \frac{dP_d}{ds} \\ \frac{dP_l}{ds} &= -\sigma \frac{dK_c}{ds} - K_c \frac{d\phi}{ds} + \frac{dP_d}{ds} \end{aligned} \quad (3.59)$$

onde  $K_c = 1/r_c$ . Considerando-se que a temperatura do tubo de calor é constante, o termo referente à variação da tensão superficial é desprezado. Maiores detalhes sobre a pressão de disjunção estão apresentado no Apêndice A.

A equação da conservação da massa para a camada de líquido é expressa como:

$$\frac{dm_l}{ds} = \frac{q}{h_v} \quad (3.60)$$

onde  $q$  é o fluxo de calor através do filme de líquido devido a condução de calor. Este fluxo, que atravessa a região de filme fino na seção do evaporador e condensador, é expresso pela equação:

$$q = k_l \frac{\Delta T}{\delta} \begin{cases} \Delta T = T_p - T_i \text{ evaporador} \\ \Delta T = T_i - T_p \text{ condensador} \end{cases} \quad (3.61)$$

onde a espessura local da camada de líquido,  $\delta$ , e a temperatura da superfície do filme de líquido,  $T_i$ , são funções da coordenada  $s$ .

Substituindo as equações (3.58), (3.59), (3.61) na equação (3.60) obtém-se a equação para a espessura do filme fino de líquido,  $\delta(s)$ , como segue:

$$\frac{1}{3\mu_l} \frac{d}{ds} \left[ \delta^3 \frac{d}{ds} (P_d - \sigma K_c) \right] = \frac{k_l \Delta T}{h_v \rho_l \delta} \quad (3.62)$$

onde  $K_c$  é curvatura superficial do menisco para ranhuras triangulares, a qual, segundo Faghri (1995), pode ser expressa como:

$$K_c = \frac{d^2 \delta}{ds^2} \left[ 1 + \left( \frac{d\delta}{ds} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}} \quad (3.63)$$

Através de condições de contorno na seção do evaporador e condensador, que serão apresentadas a seguir neste texto, as Equações (3.62) e (3.63) podem-se ser resolvidas de modo que a variação da espessura da camada de líquido é determinada.

### 3.4.2 Modelo Térmico Nodal

O modelo térmico nodal desenvolvido neste trabalho é semelhante ao modelo apresentado por Lefrèvre *et al.* (2008). O minitubo de calor é dividido em  $n$  volumes de controle, sendo que, para cada volume, um balanço de energia é escrito. A temperatura de saturação é considerada constante e a temperatura da parede  $T_{p,i}$  é calculada em cada nó  $i$ , como pode ser visto na Figura 3.8. Em  $x=0$  e  $x=L$  o fluxo de calor no sentido axial é considerado zero.

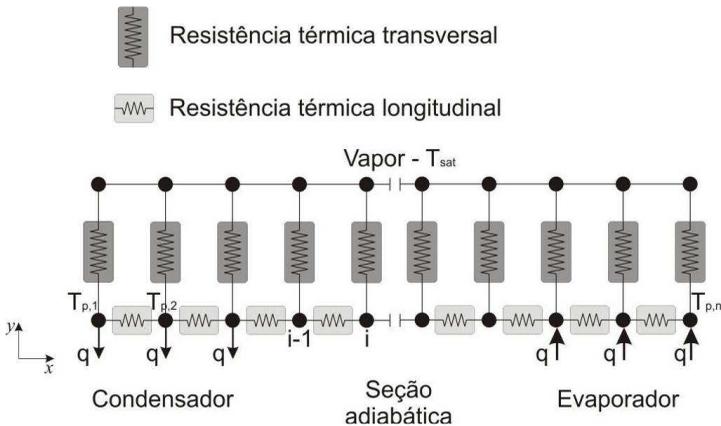


Figura 3.8: Rede nodal.

Nesta rede nodal, duas resistências térmicas são consideradas: a resistência longitudinal e a resistência transversal. A resistência térmica

longitudinal representa a condução de calor axial da parte estrutural do tubo, formada pelas paredes e fios de cobre, e é considerada constante ao longo de  $x$ . A resistência transversal representa a condução de calor transversal da parede e estrutura capilar, do fluido de trabalho e da mudança de fase na interface líquido-vapor no nó  $i$ . Esta resistência térmica varia a cada nó, devido à variação do raio de curvatura do menisco ao longo de  $x$  e da mudança de fase (evaporação ou condensação) que ocorre no volume de controle considerado. Como a espessura do líquido é muito fina e a velocidade pequena, a convecção do líquido foi descartada. Este modelo térmico nodal foi utilizado para os dois minitubos de calor estudados até aqui: o minitubo fios-placas e híbrido.

Do balanço de energia para o nó  $i$ , obtém-se a seguinte equação geral:

$$\frac{T_{p,i-1} + T_{p,i+1}}{R_{l,i}} - T_{p,i} \left( \frac{2}{R_{l,i}} + \frac{1}{R_{t,i}} \right) + \frac{T_{sat}}{R_{t,i}} + Q_i = 0 \quad (3.64)$$

onde  $R_{l,i}$  e  $R_{t,i}$  são respectivamente a resistência longitudinal e a resistência transversal no nó  $i$ .

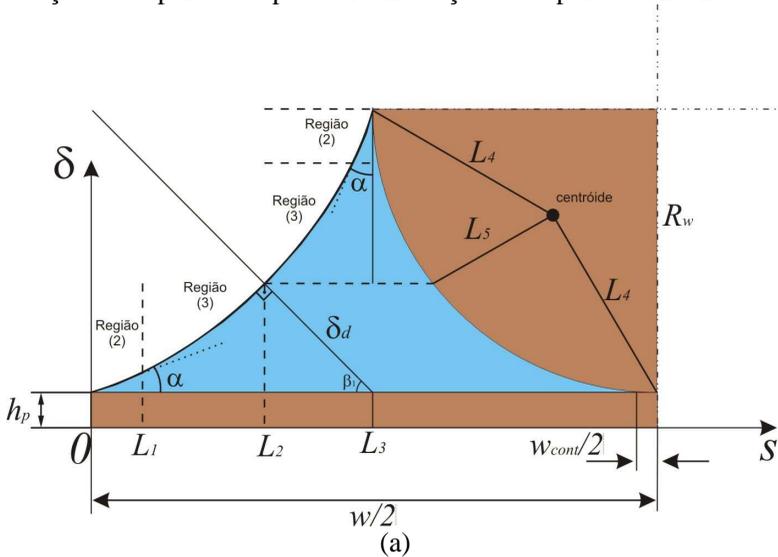
A taxa de transferência de calor prescrita,  $Q_i$ , que depende da localização do nó ao longo do minitubo, é imposta a parede do dispositivo segundo as seguintes condições:

$$Q_i = \begin{cases} -Q_{cond} & - \text{condensador} \\ 0 & - \text{seção adiabática} \\ Q_{eva} & - \text{evaporador} \end{cases} \quad (3.65)$$

A solução do sistema de equações do modelo nodal foi obtida através da discretização da equação de condução de calor unidimensional em regime permanente, utilizando-se o método de diferenças finitas centrais baseadas no nó. A solução desse sistema de equações foi obtida através da inversão da matriz dos coeficientes multiplicado pelo termo fonte, obtendo-se desta forma a distribuição de temperatura ao longo do tubo (Patankar, 1980). Este método de solução do sistema linear é conhecido como método direto, o qual requer a especificação da temperatura inicial da parede.

### 3.4.2.1 Resistência térmica transversal

A resistência térmica transversal do nó  $i$ ,  $R_{t,i}$ , é calculada utilizando-se um circuito térmico de resistências equivalentes. Para tanto, tomou-se uma parte representativa do dispositivo em estudo, como apresentado na Figura 3.9 (a). Esta seção representa uma ranhura do minitubo de calor fios-placas, constituída por um quarto do fio de cobre e metade largura de um canal formado entre dois fios,  $w/2$ . Para a modelagem da espessura do filme de líquido, o menisco formado pela ranhura fios-placas foi dividido em duas partes. Uma metade do menisco está em contato com a placa plana e a outra em contato do o fio de cobre. Considera-se que a transferência de calor é igual a zero sobre a superfície vertical e horizontal do fio de cobre, por causa da condição de simetria imposta. Uma taxa de transferência de calor constate,  $Q$ , é aplicada ou removida na superfície da placa de cobre. Como a espessura do menisco e a velocidade do líquido são consideradas pequenas, o efeito convectivo é descartado. A espessura do filme de líquido, que varia ao longo de  $s$ , é determinada de acordo com o modelo apresentado na Seção 3.4.3 para o evaporador e na Seção 3.4.4 para o condensador.



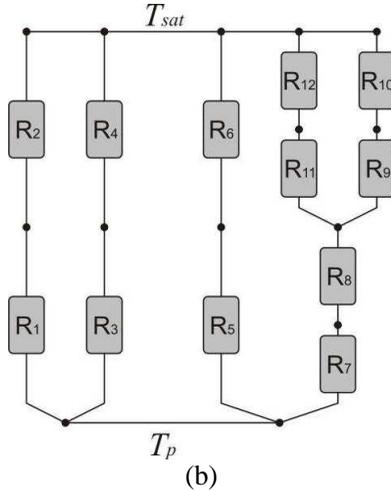


Figura 3.9: (a) Seção transversal do filme de líquido, (b) circuito com as resistências térmicas transversais equivalentes.

A resistência térmica transversal total é representada pelo circuito de resistência térmica equivalente ilustrado na Figura 3.9 (b). A geometria do menisco da ranhura é dividida em duas partes. A primeira parte compõe a região em que o filme de líquido está em contato com a placa plana, onde a origem foi alocada na metade da seção transversal de um canal do tubo (ver Figura 3.9 (a)). A segunda parte corresponde a região de contato do filme de líquido com a superfície do fio de cobre. O mecanismo de transferência de calor pela seção transversal do tubo é dividido em dois caminhos preferenciais: (1) a condução de calor através da placa plana e filme de líquido com subsequente evaporação na interface líquido-vapor e (2) a condução de calor através do fio de cobre no contato placa/fio,  $w_{cont}$ , com posterior condução de calor do filme de líquido e subsequente evaporação. Assim sendo, a resistência térmica transversal total pode expressa pela equação:

$$R_{t,i} = \left[ \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3 + R_4} + \frac{1}{R_5 + R_6} + \frac{1}{R_7 + R_8 + \left( \frac{1}{R_9 + R_{10}} + \frac{1}{R_{11} + R_{12}} \right)^{-1}} \right]^{-1} \quad (3.66)$$

As resistências térmicas de condução da placa plana de espessura  $h_p$  para cada região do filme fino e do contato placa/fio são expressas pelas equações que seguem:

$$R_1 = \frac{h_p}{k_p \Delta x L_1(s)} \quad (3.67)$$

$$R_3 = \frac{h_p}{k_p \Delta x (L_2(s) - L_1(s))} \quad (3.68)$$

$$R_5 = \frac{h_p}{k_p \Delta x (w/2 - L_2(s) - w_{cont})} \quad (3.69)$$

$$R_7 = \frac{h_p}{k_p w_{cont} \Delta x} \quad (3.70)$$

onde  $L_1(s)$  e  $L_2(s)$  são os comprimentos da região de transição e de filme intrínseco, respectivamente, as quais dependem do raio e da geometria do menisco. As expressões empregadas no cálculo desses comprimentos serão apresentadas a seguir.  $k_p$  é a condutividade térmica da placa de cobre,  $\Delta x$  é o comprimento elementar na direção da coordenada  $x$  e  $w_{cont}$  é a largura do contato fio/placa, cujo valor foi medido através de análise óptica e corresponde a  $0,1 \times 10^{-3}$  mm.

Para o cálculo das resistências  $R_2$  e  $R_{10}$ , que correspondem às resistências da região de transição (2), é necessário o conhecimento da espessura do filme de líquido, bem como o comprimento  $L_1(s)$ . Para o cálculo desse parâmetro, duas formulações distintas, uma para o evaporador e outra para o condensador, foram adotadas e serão apresentadas a seguir. A determinação da espessura do filme de líquido nas duas regiões de transição, placa plana e fio, são calculadas da mesma maneira, pois admite-se que o comprimento desta região é muito pequeno, desta maneira, a curvatura do fio de cobre não influenciará na determinação da espessura do filme de líquido. As resistências  $R_2$  e  $R_{10}$  são expressas como:

$$R_2 = R_{10} = \frac{1}{\Delta x \int_0^{L_1} \frac{k_l}{\delta(s)} ds} \quad (3.71)$$

Semelhantemente, as resistências  $R_4$  e  $R_{12}$  foram calculadas a partir da determinação da espessura do filme de líquido da região de filme intrínseco (3). Como a curvatura do fio influencia neste caso a espessura da película, duas formulações de  $\delta(s)$  serão apresentadas. Contudo, as duas resistências são expressas pela mesma equação:

$$R_4 = R_{12} = \frac{1}{\Delta x \int_{L_1}^{L_2} \frac{k_l}{\delta(s)} ds} \quad (3.72)$$

Para o cálculo da condução de calor no interior do fio de cobre foi determinado, primeiramente, o centróide da região correspondente a um quarto de círculo. Os comprimentos  $L_4$  e  $L_5$  são calculados através das equações a seguir e estão demonstrados no Apêndice C.

$$L_4 = \left( \left( R_w - \left( \frac{4R_w}{3\pi} \right) \right)^2 + \left( \frac{4R_w}{3\pi} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (3.73)$$

$$L_5 = R_w - \left( 2 \left( \frac{4R_w}{3\pi} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (3.74)$$

As resistências no interior do fio de cobre,  $R_8$ ,  $R_9$  e  $R_{11}$  podem ser estimadas pelas equações:

$$R_8 = \frac{L_4}{k_p w_{cont} \Delta x} \quad (3.75)$$

$$R_9 = \frac{L_4}{k_p \Delta x L_1(s)} \quad (3.76)$$

$$R_{11} = \frac{L_5}{k_p \Delta x (L_2(s) - L_1(s))} \quad (3.77)$$

A resistência térmica  $R_6$ , que corresponde à região entre  $L_2(s)$  e o contato fio/placa foi estimada considerando uma espessura de filme

constante  $\delta_d$  (como pode ser visto na Figura 3.9 (a)) através das equações:

$$R_6 = \frac{\delta_d}{k_f \Delta x (w/2 - L_2(s) - w_{cont})} \quad (3.78)$$

com  $\delta_d$  expresso como:

$$\delta_d = \left( (\delta(L_2))^2 + (L_3(s) - L_2(s))^2 \right)^{1/2} \quad (3.79)$$

### 3.4.2.2 Resistência térmica longitudinal

A resistência térmica longitudinal,  $R_{l,i}$ , nos permite calcular a transferência de calor por condução através das paredes e dos fios de cobre na direção  $x$ , através da equação:

$$R_{l,i} = \frac{\Delta x}{k_p A_p} \quad (3.80)$$

onde  $A_p$  é a área da seção transversal de um quarto do fio e da metade da parede de um canal:

$$A_p = \frac{\pi D_w^2}{16} + \frac{w}{2} h_p \quad (3.81)$$

A condução de calor através do líquido na direção  $x$  é desconsiderada devido ao fato de a condutividade térmica do líquido,  $k_f$ , ser muito menor do que a condutividade do cobre,  $k_p$ .

### 3.4.3 Transferência de Calor no Condensador

Na seção de condensador, a região compreendendo o filme de líquido pode ser dividida em três regiões conforme ilustrado na Figura 3.7 (b). Considera-se que o vapor gerado na seção do evaporador será condensado na seção do condensador e o condensado na região de filme fino escoará pelas ranhuras, devido à ação da tensão superficial. Pelo fato da espessura da película de líquido na região de filme fino ser muito pequena comparada com o restante da ranhura (filme intrínseco), grande

parte da transferência de calor ocorrerá nesta região. Na maioria dos casos, a região de espessura constate (1) é muito pequena ou sequer existe, podendo então ser desconsiderada. Na modelagem aqui proposta coexistem apenas duas regiões: a região de transição (2) e a região de filme intrínseco (3).

De acordo com a Figura 3.9 (a), o menisco foi dividido em duas partes. Uma parte em contato com a placa e a outra em contato com o fio de cobre. Considerando-se a hipótese de que o comprimento da região de transição é pequeno, a influência da curvatura do fio sobre a determinação da espessura do filme de líquido pode ser desconsiderada. Deste modo, a espessura da camada de líquido para a região de transição nas duas partes do menisco é a mesma.

Para a região de transição, segundo Faghri (1995) e Launay *et al.* (2004b), as Equações (3.62) e (3.63) podem ser resolvidas adotando-se as seguintes hipóteses simplificativas:

- a) A variação da espessura do filme de líquido ao longo da coordenada  $s$  é pequena, e portanto:  $\left(\frac{d\delta}{ds}\right)^2 \ll 1$ ;
- b) O gradiente de pressão de disjunção ao longo do filme de líquido pode ser desconsiderado, porque a espessura de líquido na região do condensador é considerada relativamente espessa. Segundo Churaev (2003) e Li e Peterson (2004) este valor deve ser inferior a  $1 \mu\text{m}$ ;
- c) A temperatura de interface,  $T_i$ , é considerada igual à temperatura de saturação,  $T_{sat}$ .

Considerando-se as hipóteses listadas acima e substituindo-se a Equação (3.63) em (3.62), obtém-se a equação diferencial respectiva a espessura do filme de líquido na região de transição (2):

$$\frac{\sigma}{3\mu_l} \frac{d}{ds} \left[ \delta^3 \frac{d^3 \delta}{ds^3} \right] = \frac{k_l (T_{sat} - T_p)}{h_{lv} \rho_l \delta} \quad (3.82)$$

Esta equação pode ser resolvida por meio de um método numérico. Contudo uma aproximação de solução na forma fechada (*closed-form solution*) é adotada por Faghri (1995), Launay *et al.*

(2004b) e Do *et al.* (2008). Para isso, admite-se que a variação do filme de líquido é pequena comparada com a sua espessura, isto é, que o filme é aproximadamente plano, de modo que para a região de transição, o perfil do filme de líquido pode ser calculado através de um polinômio de quarta ordem:

$$\delta(s) = C_0 + C_1s + C_2s^2 + C_3s^3 + C_4s^4 \tag{3.83}$$

A região de transição é limitada em  $s = 0$  (fronteira entre a região de espessura constante e a região de transição) e em  $s = L_1$ , fronteira com da região de filme intrínseco como ilustrado na Figura 3.10, cujo valor é desconhecido a priori.

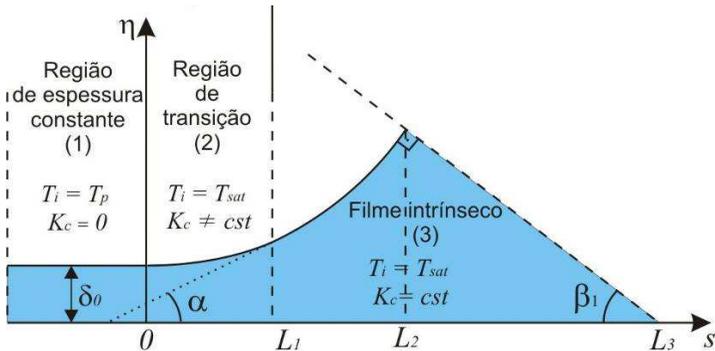


Figura 3.10: Seção transversal do filme de líquido no condensador.

Considerando-se que o ponto  $s = 0$  ainda faz parte da região de espessura constante pode-se estimar que a derivada espacial da pressão do líquido é nula neste ponto, de modo que a derivada terceira da espessura do filme é também nula. Além disso, embora que o comprimento  $L_1$  seja desconhecido, sabe-se que a curvatura do filme intrínseco neste ponto é o inverso do raio de curvatura do menisco, que por sua vez é determinado pelo modelo hidrodinâmico. Adicionalmente em  $s = L_1$ , o ângulo de contato corresponde à derivada primeira da espessura do filme de líquido. Portanto, as condições de contorno para a Equação (3.83) são expressas como segue:

$$\begin{aligned} \left. \frac{d\delta}{ds} \right|_{s=0} &= 0 & \left. \frac{d^3\delta}{ds^3} \right|_{s=0} &= 0 \\ \left. \frac{d\delta}{ds} \right|_{s=L_1} &= \tan(\alpha) & \left. \frac{d^2\delta}{ds^2} \right|_{s=L_1} &= \frac{1}{r_c} \end{aligned} \quad (3.84)$$

Prescrevendo-se essas condições de contorno à Equação (3.83), pode-se determinar as constantes, em termos de  $L_1$  :

$$\begin{aligned} C_1 &= 0 & C_3 &= 0 \\ C_2 &= \frac{1}{2r_c} - 6L_1^2 C_4 & C_4 &= \frac{1}{8r_c L_1^2} - \frac{\tan(\alpha)}{8L_1^3} \end{aligned} \quad (3.85)$$

O termo  $C_0$  é calculado em função de  $C_4$  através das Equações (3.82) e (3.83). A dedução da Equação (3.86) é apresentada no Apêndice C, sendo expressa como:

$$\delta(0) = C_0 = \left( \frac{\mu_l k_l (T_{sat} - T_p)}{8h_w \rho_l \sigma C_4} \right)^{1/4} \quad (3.86)$$

De acordo com os parâmetros geométricos apresentados na Figura 3.9 (a) e segundo Faghri (1995), o valor de  $L_1$  é definido como:

$$L_1 = R_w \tan(\beta_1) - r_c \frac{\cos(\beta_1 + \alpha)}{\sin(\beta_1)} - \frac{C_0}{\tan(\beta_1)} \quad (3.87)$$

Como  $L_1$  é função de  $C_0$ , as equações (3.86) e (3.87) são resolvidas através de um processo iterativo. Os coeficientes determinados pela Equação (3.85) são substituídos na equação (3.83) para a determinação da espessura da camada de líquido na região de transição (2), tanto para a região da placa plana como para a região do fio de cobre.

Diferentemente da região de transição, na região de filme intrínseco a espessura da película de líquido varia com a curvatura do fio de cobre. Por esta razão, a modelagem dessa região é realizada em duas partes: uma para a região de placa plana e outra para a região do fio.

Para  $L_1 < s < L_2$ , a espessura do filme (que aumenta bruscamente), é expressa através da interpretação geométrica proposta por Faghri (1995):

$$\delta(s) = \delta \Big|_{s=L_1} - r_c + \sqrt{r_c^2 + (s - L_1)^2 + 2(s - L_1)r_c \sin(\alpha)} \quad (3.88)$$

O parâmetro do raio capilar,  $r_c$ , e ângulo de contato,  $\alpha$ , são obtidos através do modelo hidrodinâmico.

A espessura de filme é máxima no ponto onde  $s = L_2$ , sendo que o parâmetro  $L_2$  é calculado por meio da seguinte relação geométrica da região do menisco:

$$L_2 = R_w \tan(\beta_1) - \cos(\beta_1) \left( R_w \tan(\beta_1) \cos(\beta_1) - 2r_c \sin^2(\beta_2/2) \right) \quad (3.89)$$

A prova dessa expressão é apresentada no Apêndice C.

Para a outra metade do menisco, que está em contato com fio de cobre (ver Figura 3.9 (a)), percebe-se que a espessura do filme de líquido é influenciada pela curvatura do fio. Traçando-se uma reta tangente do ponto de contato fio-menisco até a placa plana de cobre, pode-se obter a representação de uma ranhura triangular. Contudo, uma relação de simetria com a região da placa plana não pode ser utilizada, pois a variação da curvatura do raio do fio aumenta a espessura da película de líquido. Para compensar este efeito, foi adicionado o seguinte termo à equação (3.88), que relaciona a espessura do filme com a variação do raio de curvatura do fio:

$$\delta_{fio}(s) = \frac{s}{\tan(\omega(s))} \quad (3.90)$$

onde  $\omega(s)$  é o ângulo de abertura em relação a  $s$  (ver Apêndice C).

Com isso, a espessura do filme de líquido da região intrínseca em contato com o fio de cobre é expressa pela correlação:

$$\delta(s) = \delta \Big|_{s=L_1} - r_c + \sqrt{r_c^2 + (s - L_1)^2 + 2(s - L_1)r_c \sin(\alpha)} + \delta_{fio} \quad (3.91)$$

### 3.4.4 Transferência de Calor no Evaporador

Na seção do evaporador, o menisco também é dividido em três regiões tal como no condensador, conforme Figura 3.11, a saber: a região de espessura constante, também denominada de região de filme adsorvido; a região de transição (micro filme) de espessura e curvatura variáveis e a região de curvatura constante (filme intrínseco). No entanto, é impossível estudar o evaporador da mesma maneira que o condensador, pois na região de filme adsorvido a espessura da película é muito pequena. Como consequência, as forças atrativas entre as moléculas de líquido e as moléculas da superfície sólida são muito elevadas, impedindo assim que o líquido se evapore. Neste local, considera-se que não há fluxo de calor, portanto as temperaturas da parede e do filme são iguais, isto é,  $T_i = T_p$ . Por conseguinte essa região é desconsiderada na modelagem.

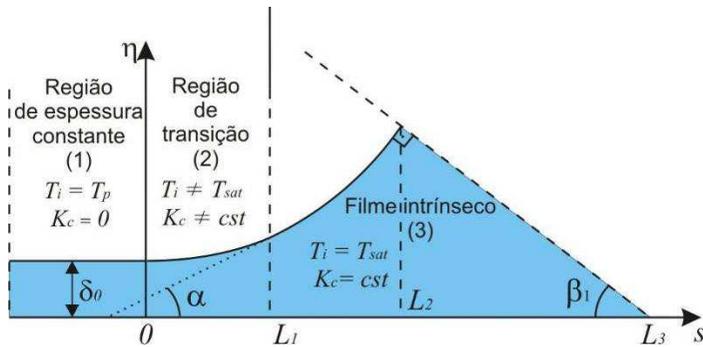


Figura 3.11: Parte da seção transversal do filme de líquido na seção do evaporador.

Na segunda região denominada de transição ou de micro filme, a espessura da película ainda é muito pequena para se desconsiderar as forças de atração entre as moléculas. Da mesma maneira que no condensador, o equacionamento proposto para esta região é descrito na Seção 3.4.1. No processo evaporativo da película de líquido, a diferença de pressão entre a fase líquida e de vapor na interface líquido-vapor é devido à ação capilar e às forças de adesão. Essa diferença pode ser expressa pela equação modificada de Young-Laplace, com o acréscimo de um termo adicional referente à pressão de disjunção, como apresentado na Equação (3.59). Duas relações são propostas para se determinar esta pressão. Para líquidos polares (A.42), utiliza-se a relação

proposta por Holm e Goplen (1979) e para líquidos não-polares (A.41), a relação de Wayner *et al.* (1976). A falta de dados experimentais torna o uso destas equações um tanto problemático. A equação para líquidos polares é expressa em logaritmo natural, o que torna os cálculos mais complexos e a convergência incerta, sem melhorar a precisão dos resultados. Por outro lado, a pressão de disjunção para líquidos não-polares é expressa em termos de uma função polinomial. Mesmo sendo esta formulação indicada para líquidos não-polares, Wayner *et al.* (1976), Do *et al.* (2008) e Park *et al.* (2003) utilizaram-na com sucesso para líquidos polares em modelos para minitubos de calor.

Para a determinação do fluxo de calor, é necessário conhecer a temperatura da interface  $T_i$ , que não é constante ao longo da seção transversal. Ela varia de  $T_i = T_p$  na região de espessura constante (1) para  $T_i = T_{sat}$  na região de filme intrínseco (3), ou seja, a temperatura da interface na região de transição é desconhecida e variável.

O fluxo de calor dissipado por evaporação é zero no início da região de transição (2) em  $s = 0$  (ver Figura 3.11), passa por um valor máximo e depois diminui, devido ao aumento contínuo na espessura do filme líquido ao longo de  $s$ . Na maioria dos estudos publicados os autores reconhecem o papel de destaque na transferência de calor da região de filme fino, embora haja diferenças notáveis na importância atribuída a ela. A fração do fluxo de calor dissipado nesta região pode ser responsável, dependendo das condições experimentais, por 20 a 95% do fluxo de calor total do tubo (Launay *et al.*, 2004b). Goplen e Holm (1979) usando um modelo unidimensional de condução de calor para o caso da água, obtiveram um valor de fluxo dissipado de 80% do fluxo total na região de transição. Nesse modelo, os efeitos da curvatura do menisco nesta região são desconsiderados e esses autores ainda admitem que a temperatura da interface líquido-vapor é igual à temperatura da parede. Outros autores consideram a temperatura de interface na região de transição igual à temperatura de saturação de vapor, mas Wayner *et al.* (1976) mostraram que esta hipótese é inválida. Em alguns casos, o erro induzido pode ser bastante significativo, como mostrado por Stephan e Busse (1992). Em seu estudo sobre um minitubo de calor amônia/alumínio, eles observam que quando  $T_i = T_{sat}$ , 94% do fluxo é dissipado na região de transição. Se  $T_i$  for variável, o valor de fluxo não ultrapassa 45%. Khurstalev e Faghri (1995) chegaram a 38% utilizando um modelo simplificado em que a curvatura do filme ( $K_c$ ) na região de

transição é suposta igual a curvatura da região de filme intrínseco. Launay *et al.* (2004b) admitindo uma temperatura de interface variável, chegaram a 60% para o caso cobre/água. Mais recentemente, Migliaccio *et al.* (2011) realizaram um experimento de visualização de um menisco em contato com esferas metálicas de cobre durante o processo evaporativo. Uma análise baseada na teoria cinética revelou que 55% da transferência de calor ocorre na região de filme fino. Todos esses resultados mostram a importância do estudo da região de transição na modelagem térmica da seção do evaporador em minitubos de calor. De fato, os valores de pressão e raio de curvatura em uma determinada seção influenciam fortemente a pressão de disjunção na região de transição, que está diretamente relacionada à espessura do filme líquido. Essa espessura é um parâmetro chave na obtenção da resistência térmica da película de líquido e, portanto, do fluxo de calor parcialmente dissipado na região de transição. O fluxo dissipado nessa região pode ser relativamente importante, sendo impossível desconsiderar seu papel na modelagem térmica de um minitubo de calor.

Pelo exposto, para se determinar a transferência de calor e massa na região de transição ( $0 < s < L_1$ ), bem como a espessura do filme de líquido, as Equações (3.62) e (3.63) devem ser reescritas para facilitar a sua resolução. Faghri (1995) propõe que ao invés de duas equações diferenciais de segunda ordem, as equações (3.62) e (3.63) sejam reescritas através de quatro equações diferenciais de primeira ordem como:

$$\frac{d\delta}{ds} = \delta' \quad (3.92)$$

$$\frac{d\delta'}{ds} = \frac{(1 + \delta'^2)^{3/2}}{\sigma} \left( P_c - \frac{A}{\delta^3} \right) \quad (3.93)$$

$$\frac{dP_c}{ds} = - \frac{3\mu_l Q'}{h_{lv} \rho_l \delta^3} \quad (3.94)$$

$$\frac{dQ'}{ds} = \frac{k_l (T_p - T_i)}{\delta} \quad (3.95)$$

Esse sistema de equações é expresso em termos das incógnitas  $\delta$ ,  $\delta'$ ,  $P_c$ ,  $Q'$  e  $T_i$ . Para o cálculo da temperatura de interface, foi utilizada uma equação desenvolvida por Wayner *et al.* (1976), para

expressar a taxa de evaporação a qual é baseada na teoria cinética dos gases, que leva em conta os efeitos de curvatura e pressão, ou seja:

$$\dot{m}_e = a(T_i - T_{sat}) + b(P_l - P_v) \quad (3.96)$$

onde os coeficientes  $a$  e  $b$  são definidos pelas equações:

$$a = \frac{2f}{2-f} \left( \frac{M}{2\pi RT_i} \right)^{1/2} \left( \frac{P_v M h_{lv}}{RT_v T_i} \right) \quad (3.97)$$

$$b = \frac{2f}{2-f} \left( \frac{M}{2\pi RT_i} \right)^{1/2} \left( \frac{P_v V_l}{RT_i} \right) \quad (3.98)$$

onde  $f$  é o coeficiente de acomodação,  $M$  é o peso molecular,  $V_l$  é o volume molecular e  $R$  é a constante universal dos gases.

O coeficiente de acomodação, de acordo com a teoria cinética dos gases, expressa a relação entre a fração de moléculas que cruzaram a fronteira da interface líquido-vapor e aquelas que “defletiram” e não cruzaram a interface (Carey, 1992). O valor máximo de  $f$  é igual a 1 quando o fluido em questão é puro. Na maioria dos artigos estudados no presente trabalho admite-se o fator de acomodação igual a unidade (Do *et al.*, 2008; Khurstalev e Faghri, 1994; Sartre *et al.*, 2000; Launay *et al.*, 2004b). Lefèvre *et al.* (2008) ajustaram esse aos dados experimentais. Eles concluíram que para um minitubo de cobre e água com ranhuras retangulares, o fator de acomodação não exerce influência significativa sobre a forma do perfil de temperatura ao longo do evaporador. Contudo, este fator pode afetar a diferença de temperatura máxima entre o evaporador e condensador.

A temperatura da interface líquido-vapor e a temperatura da parede do tubo são descritas através da equação de transferência de calor unidimensional como:

$$\dot{m}_e h_{lv} = k_l \frac{(T_p - T_i)}{\delta} \quad (3.99)$$

Combinando-se as equações (3.96) e (3.99) obtém-se a expressão para a temperatura da interface:

$$T_i = \left( a + \frac{k_i}{\delta h_{lv}} \right)^{-1} \left[ \frac{k_i T_p}{\delta h_{lv}} + a T_v + b P_c \right] \quad (3.100)$$

Esta temperatura é obtida em função de outras incógnitas do problema. A Equação (3.100), juntamente com as Equações (3.92), (3.93), (3.94) e (3.95), formam um sistema que é resolvido numericamente, pelo método de Runge-Kutta de quarta ordem, para a condição de  $T_i = T_p$  em  $s = 0$ . As propriedades da região de transição na origem são aquelas do filme adsorvido. A curvatura do filme de líquido tanto quanto sua inclinação são nulas e a pressão capilar é igual à pressão de disjunção. Como  $T_i = T_p$ , nenhum fluxo é transferido, ou seja, a taxa de transferência de calor é zero. Além disso, através da Equação (3.100) é possível determinar a espessura do filme de líquido inicial ( $\delta_0$ ) em  $s = 0$ , empregando-se a definição de pressão de disjunção. Os passos realizados para a obtenção de  $\delta_0$  estão descritos abaixo:

$$\begin{aligned} T_p &= -\frac{-aT_{sat} - bP_d}{a} \\ \frac{b}{a} &= \frac{V_l T_{sat}}{M h_{lv}} = \frac{T_{sat}}{\rho_l h_{lv}} \\ P_d &= \frac{A}{\delta_0^3} \\ \delta_0 &= \left( \frac{AT_{sat}}{\rho_l h_{lv} (T_p - T_{sat})} \right)^{1/3} \end{aligned} \quad (3.101)$$

As condições de contorno correspondentes ao sistema formado pelas Equações (3.92), (3.93), (3.94) e (3.95) para  $s = 0$  podem ser expressas como seguem:

$$\begin{aligned}
 \delta \Big|_{s=0} &= \delta_0 \\
 \delta' \Big|_{s=0} &= 0 \\
 P_c \Big|_{s=0} &= \frac{A}{\delta_0^3} \\
 Q' \Big|_{s=0} &= 0
 \end{aligned}
 \tag{3.102}$$

Entretanto, se estas condições forem aplicadas desta forma, obtém-se uma solução trivial, pois  $\delta \Big|_{s=0} = \delta_0 = \text{constante}$ . Para se obter uma solução não-trivial, foi especificada uma condição de contorno bem próxima, mas diferente de zero ( $1,0 \times 10^{-12}$ ) para  $\delta'$  e  $Q'$ . Este mesmo procedimento foi adotado por Do *et al.* (2008). A rotina de cálculo é interrompida quando a pressão de disjunção converge à zero. Como consequência, a derivada da espessura de líquido tende a tangente do ângulo de contato, ou seja,  $\frac{d\delta}{ds} = \tan(\alpha)$ , o que significa que a região de filme intrínseco é atingida e assim,  $L_1$  pode ser determinado. A resistência térmica da microrregião é calculada a cada iteração.

Para o cálculo da espessura do filme de líquido na região de filme intrínseco, para a qual  $L_1 < s < L_2$ , foi adotado o mesmo procedimento realizado para o condensador.

A outra metade do menisco, em contato com o fio de cobre, também foi modelada da mesma maneira que no condensador. Para a região de transição, admitiu-se que a superfície de contato filme-fio é muito pequena, e, sendo assim, a espessura do filme não sofre influência do raio de curvatura do fio. Para região de filme intrínseco foi utilizada a Equação (3.91) para se determinar a espessura do filme.

### 3.5 MODELO TÉRMICO - MINITUBO DE CALOR HÍBRIDO

O modelo térmico para o minitubo de calor híbrido foi desenvolvido a partir de um tubo com seção do condensador e seção adiabática formados por ranhuras fios-placas e o evaporador constituído por material sinterizado. Utilizou-se todo o formalismo apresentado na seção anterior para o desenvolvimento do modelo térmico do condensador do tubo híbrido. As formulações empregadas no cálculo da transferência de calor no evaporador e a conseqüente determinação de

suas resistências térmicas e temperaturas de parede serão apresentadas a seguir.

### 3.5.1 Transferência de Calor no Evaporador

Para o cálculo da transferência de calor no evaporador do minitubo de calor híbrido, foi adotado o mesmo modelo nodal desenvolvido para o minitubo fios-placas. A diferença mais significativa entre este dois modelos reside na determinação de suas resistências. Enquanto que no modelo de fios e placas foi necessário o cálculo da espessura do filme de líquido, este equacionamento não é necessário na modelagem da seção do evaporador do tubo híbrido. As hipóteses adotadas para o modelo proposto são as seguintes:

- a) A temperatura é uniforme na interface entre a estrutura porosa e o vapor;
- b) A transferência de calor ocorre em regime permanente;
- c) A resistência térmica de contato entre parede e meio poroso é desconsiderada;
- d) O fluxo de calor é uniforme na parede do tubo.

Mesmo o modelo nodal sendo o mesmo que no caso do tubo fios-placas o circuito de resistência equivalente é diferente.

#### 3.5.1.1 Resistência térmica transversal

A resistência transversal do modelo nodal da seção do evaporador,  $R_{t,i}$ , é calculada utilizando-se um circuito térmico equivalente de resistências. A Figura 3.12 (a) apresenta uma célula representativa da seção transversal do tubo em estudo, constituída da metade da seção transversal do evaporador, composta de uma metade de fio de cobre (correspondente a borda do tubo) e uma placa com a largura  $W_i/2$ . Considera-se que a transferência de calor é igual a zero sobre a superfície superior, por causa da condição de simetria imposta. Como o diâmetro poro e a velocidade do líquido no seu interior são considerados pequenos, o efeito convectivo pode ser desconsiderado.

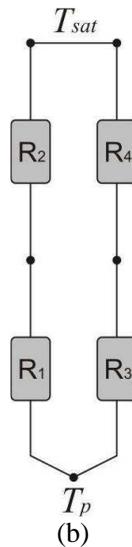
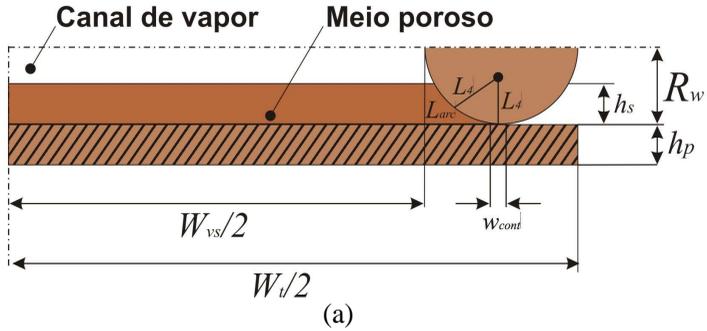


Figura 3.12: (a) Geometria utilizada no modelo e (b) circuito de resistências térmicas equivalentes.

O circuito de resistências térmicas equivalentes para a seção do evaporador do tubo híbrido é apresentado na Figura 3.12 (b). O calor segue dois caminhos preferenciais: a condução através da placa plana e estrutura porosa sinterizada, com subsequente evaporação na interface líquido-vapor e o segundo, a condução através do fio de cobre no contato placa/fio, com posterior direcionamento a estrutura porosa. Por conseguinte, a resistência térmica transversal total pode ser formulada pela equação:

$$R_{t,i} = \left[ \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3 + R_4} \right]^{-1} \quad (3.103)$$

As resistências térmicas  $R_1$  e  $R_2$  são as resistências de condução da placa de cobre e da estrutura capilar sinterizada e expressas, respectivamente como seguem:

$$R_1 = \frac{2h_p}{k_p W_{vs} \Delta x} \quad (3.104)$$

$$R_2 = \frac{2h_s}{k_{ef} W_{vs} \Delta x} \quad (3.105)$$

onde  $k_{ef}$  é a condutividade térmica efetiva do meio poroso. Existem diversos modelos nas referências bibliográficas para a determinação deste parâmetro. Alguns deles são apresentados no Apêndice A.

As resistências  $R_3$  e  $R_4$  correspondem à condução de calor através do fio de cobre até o elemento poroso, as quais são expressas por:

$$R_3 = \frac{L_4}{k_p w_{cont} \Delta x} \quad (3.106)$$

$$R_4 = \frac{L_4}{k_p L_{arc} \Delta x} \quad (3.107)$$

onde  $L_4$  é o comprimento do contato fios-placa até o centróide do semi-círculo, sendo também utilizado como comprimento aproximado entre o centróide e o contato fio-meio poroso,  $L_{arc}$  é o comprimento do arco de círculo formado no contato meio poroso-fio. Expressões para o cálculo destes comprimentos são apresentadas no Apêndice C.

### 3.5.1.2 Resistência térmica longitudinal

A resistência térmica longitudinal, apresentada pela Equação (3.80), permite o cálculo de transferência de calor através das paredes e dos fios de cobre na direção  $x$ . As áreas da seção transversal do condensador e da região adiabática do tubo híbrido, são avaliadas através da Equação (3.81).

Por meio da Figura 3.12 (a) obtém-se a seguinte expressão para determinar a área da seção transversal da região do evaporador:

$$A_p = \frac{\pi D_w^2}{8} + \frac{W_{vs}}{2} h_p \quad (3.108)$$

### 3.6 SOLUÇÃO NUMÉRICA DOS MODELOS

A determinação da máxima transferência de calor e da distribuição da temperatura de parede ao longo de cada minitubo é realizada pelo acoplamento entre os modelos hidrodinâmico e térmico, cujas equações são resolvidas numericamente para cada volume de controle de comprimento  $\Delta x$  através de um processo iterativo.

#### 3.6.1 Minitubos de Calor Fios-Placas

A Figura 3.13 ilustra o fluxograma proposto para a determinação da máxima transferência de calor e da distribuição de temperatura de parede em um minitubo fios-placas. As variáveis de entrada do modelo são as seguintes:

- a) Dados geométricos do minitubo;
- b) Tipo de fluido de trabalho;
- c) Temperatura de saturação,  $T_{sat}$ , que foi obtida experimentalmente através da média das temperaturas da seção adiabática. A partir desta temperatura são determinadas todas as propriedades termofísicas do fluido;
- d) Temperatura inicial do condensador,  $T_{cond}$ , que foi obtida experimentalmente;
- e) Temperatura da parede,  $T_p$ , foi arbitrada para a solução do modelo iterativo. Seu valor inicial é igual à temperatura do condensador.
- f) Ângulo de contato que varia até o ajuste com dados experimentais;
- g)  $n$ , número de elementos de comprimento  $\Delta x$ .

Após a determinação das variáveis de entrada, um valor numérico de fluxo de calor é arbitrado. Conhecendo-se a temperatura de saturação e o fluxo de calor, as velocidades e pressões da fase líquida e vapor e o raio de curvatura do menisco são determinados pelo modelo hidrodinâmico do condensador. A solução prossegue para as outras seções do tubo, como explicado na Seção 3.2.8. Por meio dos valores de temperatura de saturação, fluxo de calor, temperatura de parede e raio de curvatura do menisco para um elemento de comprimento  $\Delta x$ , podem-se calcular as resistências térmicas transversal e longitudinal, através dos modelos térmicos do condensador e evaporador. Vale salientar que, como as Equações (3.86) e (3.95) dependem da temperatura de parede, esse valor é inicialmente arbitrado e o modelo nodal resolvido iterativamente. Na seção adiabática, apenas a resistência longitudinal é considerada para a determinação da temperatura de parede, pois como o fluxo de calor transversal é nulo, a resistência térmica transversal nesta seção tende ao infinito.

A convergência entre duas iterações sucessivas é verificada para cada elemento do nó e o procedimento é finalizado quando o desvio máximo das temperaturas,  $\varepsilon_{\max}$ , for menor que 0,01%, o que corresponde aproximadamente a 0,04 °C. A seguinte expressão é utilizada para a verificação do desvio:

$$\varepsilon_{it} = \max \left| \frac{T_{p,i} - T_{p,i}^k}{T_{p,i}} \right| 100 \quad (3.109)$$

onde  $T_{p,i}$  e  $T_{p,i}^k$  são a temperatura da parede entre duas iterações consecutivas.

O modelo é interrompido quando o limite capilar máximo é obtido, o que ocorre quando o raio de curvatura do menisco é mínimo no final do evaporador.

### 3.6.2 Minitubos de Calor Híbridos

A solução dos modelos hidrodinâmico e térmico para o minitubo de calor híbrido é semelhante aquela adotada para a solução das equações do tubo fios-placas. A mais significativa diferença, como foi observado anteriormente, está na seção do evaporador. Por este conter

uma estrutura capilar sinterizada, o equacionamento para a determinação da perda de carga do líquido é diferente. Além dos parâmetros de entrada citados no caso acima, ainda é necessário prescrever dados do meio poroso tais como: raio do poro, permeabilidade e condutividade térmica efetiva. Para esse último parâmetro foi utilizada a correlação (A.31) proposta por Alexander (1972) *apud* Atabaki *et al.* (2007), devido a similaridade como o meio poroso estudado por esses autores, além do que esta correlação foi comprovada experimentalmente por Mera (2011).

O procedimento para a solução das equações é idêntico ao do minitubo fios-placas, ressalvado o critério para interrupção da iteração e para a determinação do limite máximo de operação do tubo. Como foi mencionado na Seção 3.3.7, a determinação da variação do raio de curvatura do menisco ao longo do evaporador é complexa, de modo que a máxima pressão capilar foi determinada pela Equação (3.4). O programa é interrompido quando as perdas de pressão das fases líquida e de vapor se igualam a máxima pressão capilar. O fluxograma proposto para a solução dos modelos do minitubo híbrido é apresentado na Figura 3.14.

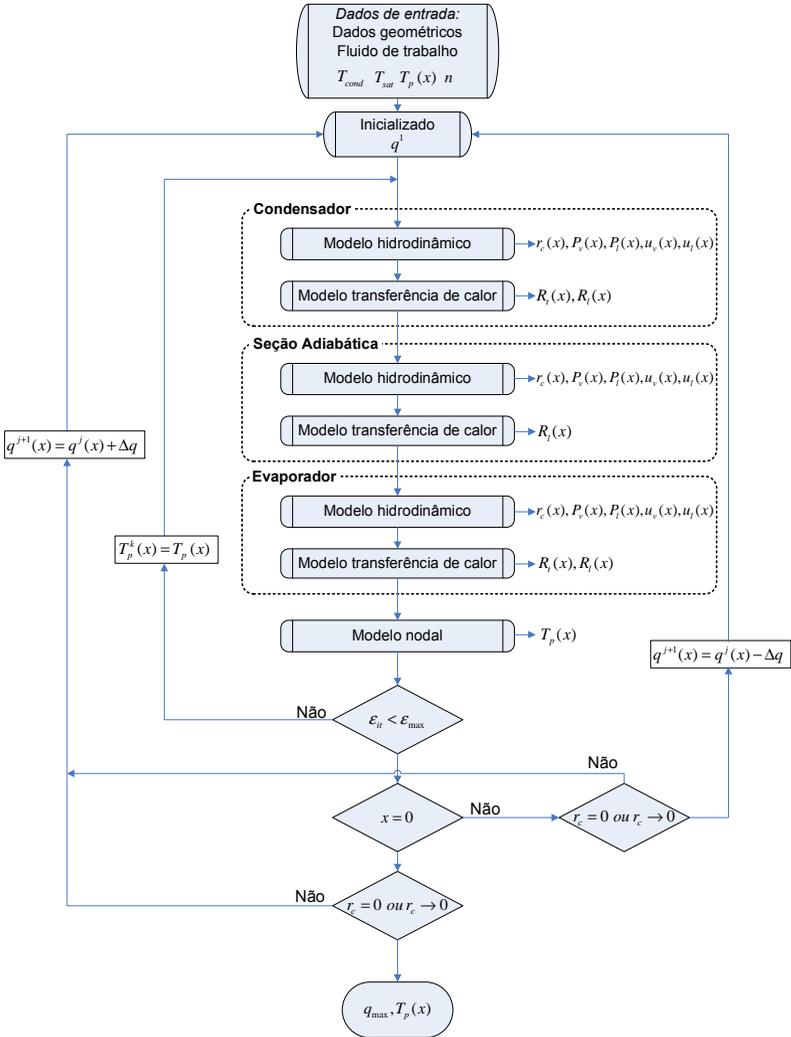


Figura 3.13: Fluxograma para a solução das equações do minitubo fios-placas.

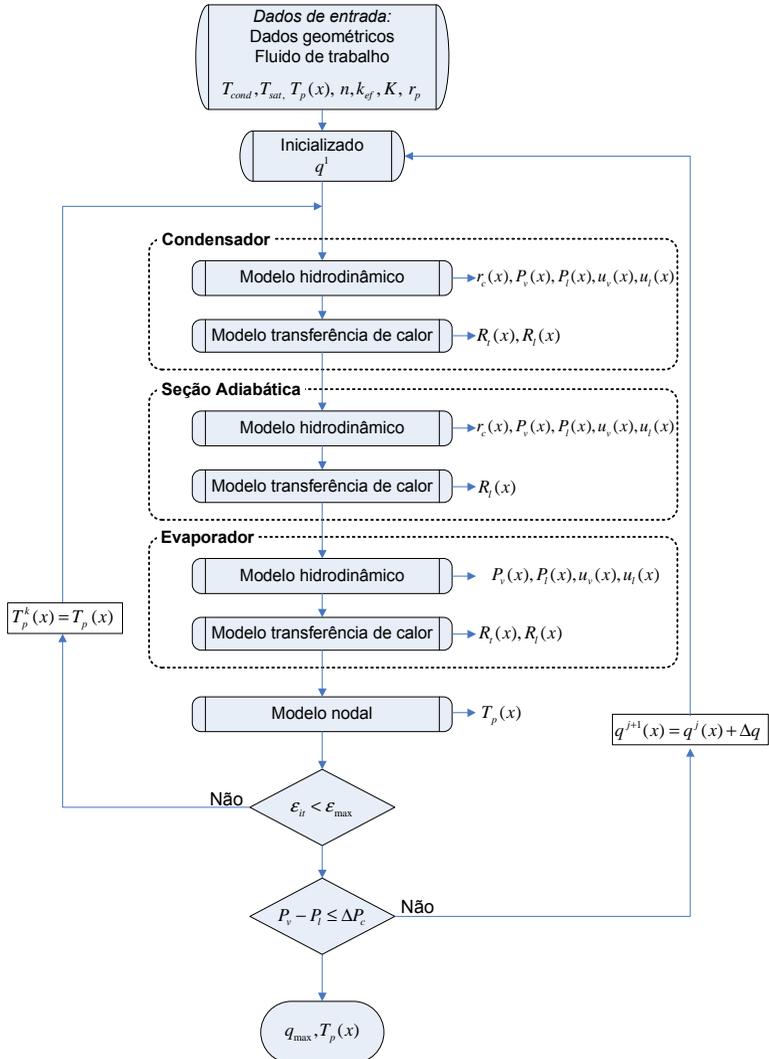


Figura 3.14: Fluxograma para a solução das equações do minitubo híbrido.

### 3.7 CONCLUSÕES

Uma análise teórica foi realizada para a determinação da máxima capacidade de transferência de calor e para a obtenção da distribuição da temperatura de parede em dois tipos de minitubos de calor, a saber: os minitubos fios-placas, constituídos apenas por ranhuras e os minitubos híbridos, formados pela combinação das estruturas ranhuradas e material poroso sinterizado.

Para cada um dos minitubos estudados foram apresentados dois tipos de modelos: o modelo hidrodinâmico e o modelo térmico. No minitubo de calor fios-placas, o modelo hidrodinâmico foi desenvolvido a partir do modelo apresentado por Paiva *et al.* (2011) enquanto que o modelo térmico foi adaptado a partir de estudos sobre minitubos de calor com ranhuras triangulares. Deve-se considerar que o desenvolvimento deste modelo para estrutura fios-placas é inédito na literatura. No minitubo de calor híbrido, a combinação fios-placas e material sinterizado, constitui um arranjo inédito na área de minitubos de calor, razão pela qual, um pedido de patente já foi requerido. A modelagem desse tubo foi realizada através dos modelos desenvolvidos para o minitubo fios-placas em conjunto com os modelos do minitubo sinterizado.

A validação dos modelos hidrodinâmicos e térmicos para os dois tipos de minitubos de calor foi realizada mediante da comparação dos resultados teóricos com os resultados experimentais. Para isso, primeiramente, os minitubos de calor foram fabricados e testados em bancadas experimentais em laboratório, especialmente construídas para este fim. No capítulo a seguir, detalhes de fabricação de minitubos de calor e da metodologia de testes são apresentados.

## CAPÍTULO 4

### ANÁLISE EXPERIMENTAL

Neste capítulo serão abordadas as etapas do processo de fabricação dos diferentes minitubos de calor, assim como serão apresentados detalhes da construção da bancada experimental e do experimento em microgravidade. Os métodos empregados para a determinação das propriedades físicas do meio poroso e os procedimentos para a acoplagem de um minitubo de calor híbrido a um computador portátil são também discutidos.

Primeiramente foi desenvolvida uma bancada experimental com o intuito de estudar o desempenho térmico dos minitubos de calor e, assim, validar o modelo matemático. Esta mesma bancada serviu de apoio ao desenvolvimento de dois projetos para missões em microgravidade, a saber: TCM – Tubos de Calor em Microgravidade, cujo voo suborbital foi realizado em dezembro de 2010, e ao experimento TCE – *Thermal Control Experiment*, que se encontra em fase de espera para testes em microgravidade. Os dois projetos fazem parte do Programa de Microgravidade da Agência Espacial Brasileira (AEB), sendo o primeiro referente aos testes em microgravidade a bordo de foguetes de sondagem e o segundo referente ao experimento que será testado a bordo da Estação Espacial Internacional. Além destes dois projetos em microgravidade, essa bancada também possibilitou os testes de um minitubo de calor que foi inserido em um *laptop* da marca *IBM Lenovo*<sup>®</sup>. Nas seções, a seguir, serão descritas todas as etapas empregadas no desenvolvimento experimental deste trabalho.

#### 4.1 ESCOLHAS DAS CONFIGURAÇÕES DOS MINITUBOS DE CALOR

Como já foi mencionado, alguns dos objetivos da presente tese estão relacionados ao desenvolvimento de novas tecnologias para meios porosos de tubos de calor e a aplicação destas tecnologias a um caso real. Assim, para atender a esta proposta, duas geometrias foram escolhidas: uma básica, encontrada em trabalhos publicados e que permite a comparação do desempenho térmico dos tubos fabricados a partir de diversas tecnologias e uma geometria orientada a uma aplicação real. Como aplicação real, um sistema para arrefecimento de componentes eletrônicos em computadores portáteis foi selecionado.

Para a escolha da geometria da aplicação real, foi realizada uma pesquisa no mercado de computadores portáteis comerciais a partir da qual foram selecionados alguns módulos de controle de temperatura equipados com minitubos. O minitubo de calor que equipa o computador portátil *Thinpad X200* da IBM® foi escolhido para ser reproduzido com as tecnologias inovadoras proposta neste trabalho.

#### 4.1.1 Estruturas Capilares

A configuração sugerida no presente trabalho foi a combinação de ranhuras com material sinterizado. As ranhuras são obtidas através do processo de soldagem por difusão de fios sobre placas (Paiva, 2007 e Wang e Peterson, 2002). Neste processo a ranhura é formada a partir de um sanduíche de chapas de cobre finas e planas recheadas com fios roliços e maciços do mesmo material. O contato das chapas com os fios roliços forma um canto agudo, ou seja, uma ranhura. Porém, busca-se um processo de solda entre estas superfícies que não obstrua estas ranhuras, o que foi obtido por meio do processo de soldagem por difusão descrito na Seção 2.4.1.

A estrutura sinterizada é obtida a partir do processo de sinterização do pó de cobre. Duas concepções diferentes de meios porosos sinterizados foram construídas e testadas: formado por uma camada de pó depositado sobre placas planas e em forma de palitos, ou seja, paralelepípedos compridos com seção transversal quadrada. Foram realizados testes com quatro tipos de pós de cobre com denominação comercial de: PAM, PAQ, PAC e PAF. A diferença entre eles está no diâmetro de partícula. Testes granulométricos foram realizados para a estimativa deste diâmetro e são apresentados no Anexo A. Para a determinação das propriedades físicas do elemento poroso, foram realizados ensaios de caracterização que serão apresentados a seguir.

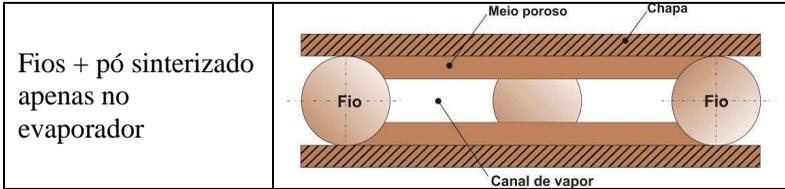
Na Tabela 4.1 podem ser observadas as configurações propostas para o estudo de novas tecnologias neste trabalho. A finalidade de todas estas configurações é a verificação e comparação do funcionamento e desempenho térmico de estruturas capilares simples e combinadas. A comparação entre elas é de fundamental importância para as conclusões sobre o desempenho de cada tubo de calor produzido.

Inicialmente, foram fabricados e testados minitubos de calor com estrutura capilar única, tanto empregando a técnica de fios-placas quanto com material sinterizado em toda sua extensão. A partir de então, duas configurações de estruturas porosas combinadas (ranhuras e material

sinterizado) foram avaliadas. Primeiramente, foram empregados palitos sinterizados maciços, os quais foram inseridos entre canais formados por fios, proporcionando assim, um transporte de líquido em paralelo as ranhuras formadas por fios e placas. Dois tipos de palitos foram confeccionados: palitos maciços e ocos, com canal de vapor central. No caso dos palitos maciços, um canal entre dois fios foi deixado vago para o retorno do vapor ao condensador. A segunda configuração híbrida testada consiste na associação em série de duas estruturas capilares. Ranhuras fios-placas são utilizadas na seção do condensador e região adiabática e estrutura sinterizada no evaporador.

Tabela 4.1: Configurações dos minitubos de calor.

<b>Minitubos de calor</b>	<b>Esboço (seção transversal)</b>
Fios-placas	
Sinterizados	
Fios + palitos sinterizados	
Fios + palitos com canal de vapor	



### 4.1.2 Dimensões e Geometrias

Para permitir a comparação das diversas tecnologias de fabricação de meios porosos propostos, entre si e com resultados de literatura (apresentados por Paiva *et al.* (2001), Wang e Peterson (2002) e Paiva (2007)), adotou-se as seguintes dimensões externas para os minitubos: 100x30 mm<sup>2</sup>, com espessura variando entre 2,1 a 2,7 mm, dependendo da espessura do fio de cobre utilizado. Os comprimentos das seções do evaporador, adiabática e condensador adotados são de 20 ou 30, 50 ou 40 e 30 mm respectivamente, como pode ser visto na Figura 4.1.

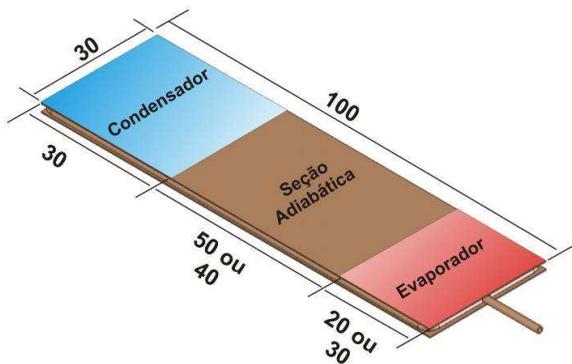


Figura 4.1: Dimensões do minitubo de calor.

Em muitas aplicações práticas é necessário que outras geometrias de minitubos de calor, além dos retos como os testados por Paiva (2007) e Wang e Peterson (2002), sejam adotadas. Minitubos de calor aplicados em computadores portáteis apresentam curvas e desníveis para serem alojados nestes equipamentos, por exemplo. Esta flexibilidade geométrica deve ser considerada no desenvolvimento de novas tecnologias. Após os testes com minitubos retos serem realizados, foi

proposto neste trabalho o estudo das tecnologias de meios porosos aplicadas a tubos de geometria em “S”, semelhante a do tubo do computador portátil escolhido (ver Figura 4.2).



Figura 4.2: Dispositivo de dissipação de calor do computador portátil *Thinkpad X200* da IBM®.

Conforme já foi explicado, duas geometrias de minitubos de calor diferentes foram testadas: a geometria designada de reta e a geometria em curva (em “S”). Foram testadas duas espessuras de minitubos que são definidas pelo diâmetro do fio de cobre utilizado, ou seja, de 1,3 e 1,7 mm, que, somado à espessura da chapa de cobre de 0,5 mm, totaliza em espessuras de 2,3 mm e 2,7 mm, respectivamente. A escolha do comprimento das seções do evaporador, seção adiabática e condensador para o tubo em “S” tiveram como base as dimensões utilizadas no minitubo do computador portátil da IBM®. Na Tabela 4.2 pode-se observar as principais dimensões dos minitubos fabricados e testados neste trabalho.

Tabela 4.2: Dimensões dos minitubos de calor testados.

<b>Geometrias</b>	<b>CxL (mm<sup>2</sup>)</b>	<b>D<sub>w</sub> (mm)</b>	<b>Espessura do tubo (mm)</b>	<b>L<sub>eva</sub> (mm)</b>	<b>L<sub>adi</sub> (mm)</b>	<b>L<sub>con</sub> (mm)</b>
Reta	100x30	1,3	2,3	20 ou	50 ou	30 ou
		1,7	2,7	30	40	20
Curva em “S”	150x20	1,7	2,7	30	70	50
	150x12	1,7	2,7			

## 4.2 PROCESSOS DE FABRICAÇÃO

Como já foi observado, foram utilizadas as técnicas de soldagem por difusão de fios em chapas de cobre e sinterização de pó metálico de cobre para a fabricação dos tubos estudados neste trabalho. Vale

salientar que, mesmo para os minitubos onde a estrutura capilar é constituída por material sinterizado, o processo de soldagem por difusão foi empregado para a selagem da borda do dispositivo, promovendo assim sua estanqueidade. Tanto o processo de soldagem por difusão quanto o processo de sinterização foram realizados em parceria com o LABMAT.

#### 4.2.1 Técnica de Soldagem por Difusão

Para a soldagem por difusão no estado sólido, primeiramente foi necessário projetar e construir um dispositivo que permitisse a aplicação da carga necessária para promover as soldas. Para isto, foi montada uma matriz onde pressão controlada foi aplicada por meio da medida do torque aplicado aos parafusos que mantêm a matriz coesa. Projetou-se e construiu-se uma matriz de aço inoxidável, na qual a peça de cobre é fixa (ver Figura 4.3). Depois de fechados por parafusos, o sistema completo é colocado dentro de um forno de alto vácuo. O aquecimento provoca a dilatação da prensa e do cobre, mas como estes materiais têm coeficientes de expansão térmicos distintos o cobre se dilata mais, resultando na aplicação de uma pressão na peça de cobre.

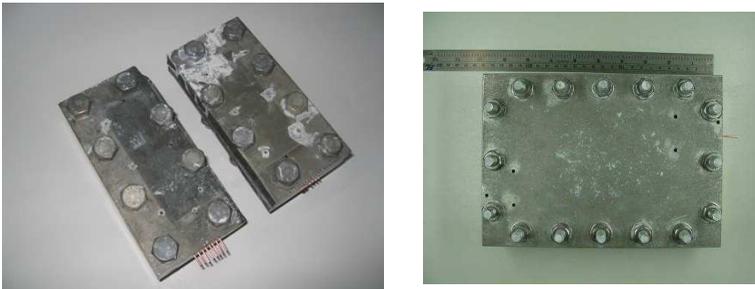


Figura 4.3: Matrizes preparadas para o processo de soldagem.

No projeto do dispositivo de aplicação de pressão, levou-se em consideração a geometria dos tubos de calor, os coeficientes de expansão térmica linear dos materiais e o módulo de elasticidade do cobre e dos parafusos de aço inoxidável, utilizados para aplicação da carga. Um torque inicial é aplicado nos parafusos do dispositivo durante a etapa de montagem, de forma que, na temperatura de soldagem, o efeito do torque e da dilatação térmica diferencial (tubo de cobre e dispositivo) resulte na carga desejada (em torno de 15 MPa) para a execução com sucesso da união.

Foram realizados uma série ensaios sobre soldagem por difusão de minitubos do tipo fios-placas, visando determinar parâmetros mais adequados para este processo. Os seguintes parâmetros foram analisados: torque de montagem aplicado (pressão de soldagem), a temperatura de soldagem por difusão no estado sólido e o tempo que o dispositivo deve permanecer nesta temperatura. Foram utilizadas três matrizes: duas para os minitubos de 100 mm de comprimento e uma matriz para o minitubo em “S” de 150 mm.

Após as soldagens sob diferentes condições, as amostras são submetidas a testes de inspeção visual para avaliação da aparência e eventuais distorções do componente e, em seguida, a micrografia. Para a execução com sucesso da soldagem por difusão no estado sólido dos minitubos de calor, o torque aplicado no dispositivo de pressão deve ficar entre 7 e 9 kgf.m para as matrizes pequenas e aproximadamente 12 kgf.m para a matriz grande. O aquecimento deve ser realizado em um forno a vácuo a uma taxa de 10 °C/min até 850 °C com patamar de 50 minutos nesta temperatura.

O passo seguinte consiste na montagem dos minitubos de calor. Primeiramente, pedaços de fios de cobre de aproximadamente 20 cm são tensionados para permanecerem esticados. A bitola dos fios de cobre utilizados são 1,3 e 1,7 mm de diâmetro. Para os minitubos de calor tipo fios-placas, os fios são arranjados paralelamente em espaçamentos de 2 vezes o diâmetro do fio. Este espaçamento apresenta a melhor relação entre quantidade de fios e a largura do tubo. Esta decisão foi tomada com de acordo com recomendações da literatura. Chapas de cobre de 100 x 30 x 0,5 mm<sup>3</sup> foram cortadas para formar as partes superior e inferior do minitubo. Antes de se realizar o processo de soldagem, é aplicado um banho químico de 10 minutos em solução de 10% de ácido sulfúrico, visando à limpeza das partes de cobre que compõem o minitubo. Em seguida, as peças são colocadas em água corrente para a remoção do ácido.

Após a limpeza, os componentes do tubo são manipulados com luvas cirúrgicas para evitar a oxidação por contato físico. Os fios são então posicionados e pré-fixados à placa de cobre inferior através do processo de soldagem a ponto. Este processo é necessário para o correto posicionamento das partes constituintes do minitubo de calor, antes de sua inserção na matriz de aço inoxidável. Após a soldagem a ponto, o comprimento dos fios que excedem as placas dos minitubos de calor é cortado. Um fio que contorna todo o minitubo é usado para a selagem da lateral. Por último, um capilar de cobre é inserido na lateral para o

carregamento do dispositivo e a placa superior é soldada a ponto, fechando assim o tubo (ver Figura 4.4).

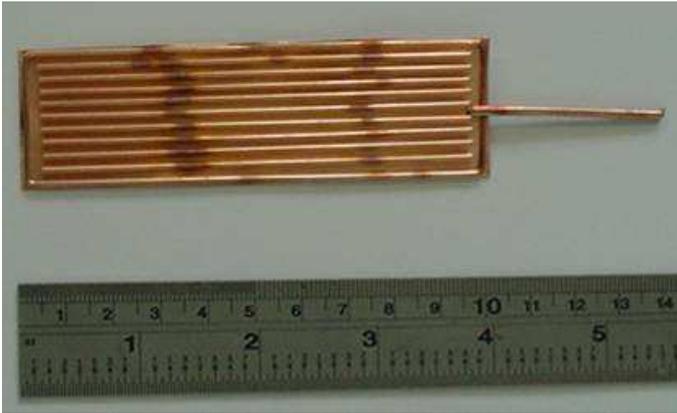


Figura 4.4: Penúltima etapa da montagem do minitubo fios-placas.

Após esta etapa, uma fina camada de pasta de alumina é inserida sobre a prensa de aço inoxidável e sobre os parafusos, para impedir a soldagem do minitubo na matriz e das porcas nos parafusos. O minitubo é então colocado com cuidado sobre a matriz de aço inoxidável. Por fim, a parte superior da matriz e os parafusos são inseridos, fechando-se assim o aparato.



Figura 4.5: Minitubo de calor fios-placas após a última etapa do processo de fabricação.

Após a execução do processo de soldagem por difusão, o capilar de carregamento ainda necessita ser brasado, pois não há uma pressão

tão elevada no sentido longitudinal para promover a estanqueidade do minitubo. Na Figura 4.5 é apresentado o minitubo do tipo fios-placas após a segunda etapa do processo de soldagem por difusão.

Para o minitubo de calor em formato de “S” estas mesmas etapas empregadas na construção do tubo reto são realizadas. A única consideração a ser feita diz respeito à curvatura do fio. Foi necessário usinar um molde para conformar os fios, e assim, deixá-los com a forma e posição adequadas para a aplicação da soldagem a ponto. Na Figura 4.6 é apresentado o molde para a conformação dos fios e o dispositivo pré-soldado

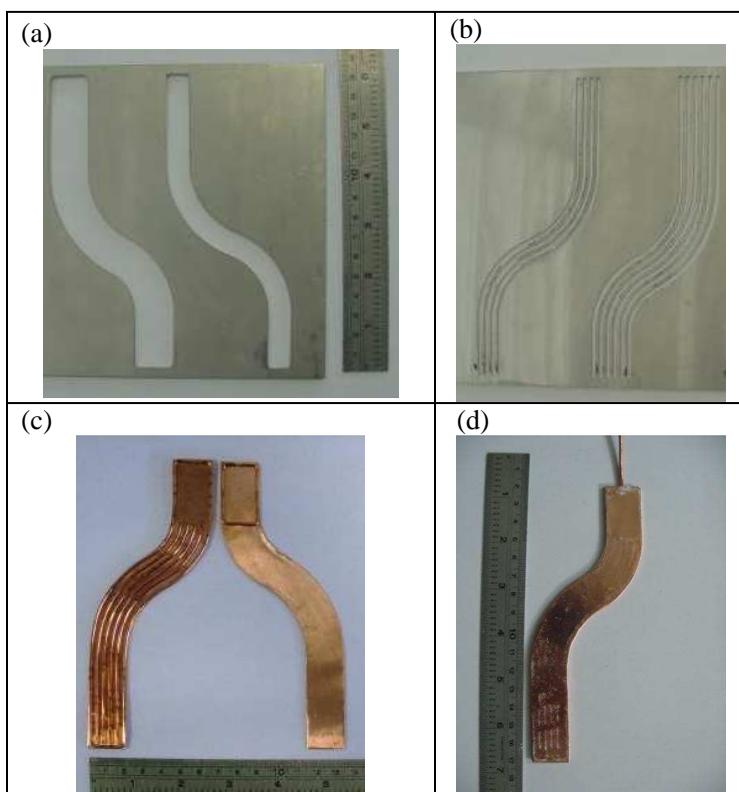


Figura 4.6: (a) Molde para a conformação da borda, (b) Molde para a conformação dos fios, (c) Etapa pré-soldagem a ponto, (d) Minitubo de calor após o processo de soldagem por difusão.

## 4.2.2 Técnica de Sinterização

De acordo com Tabela 4.1 são propostos quatro tipos de minitubos de calor com estrutura capilar sinterizada. Todas as peças produzidas foram sinterizadas em um forno a vácuo ou com atmosfera inerte com hidrogênio no Laboratório de Materiais. A temperatura de sinterização, bem como a rampa de aquecimento foram as mesmas utilizadas no processo de soldagem por difusão e estão de acordo com estudos desenvolvidos por Chen *et al.* (2001) e Huang e Franchi (2007).

A seguir são apresentados os detalhes do procedimento de fabricação de cada configuração de minitubo de calor cuja configuração inclui material sinterizado.

### 4.2.2.1 Minitubo de calor sinterizado reto

Este tubo é fabricado em duas etapas. Na primeira etapa, o pó de cobre é sinterizado nas placas. Para isso, primeiramente uma borda lateral de fio maciço é previamente soldada a ponto em cada placa de cobre de 100x30 mm<sup>2</sup>. O capilar de carregamento, assim como dois fios adicionais são pré-soldados entre as bordas laterais para conferir rigidez mecânica (ver Figura 4.7 (a)).

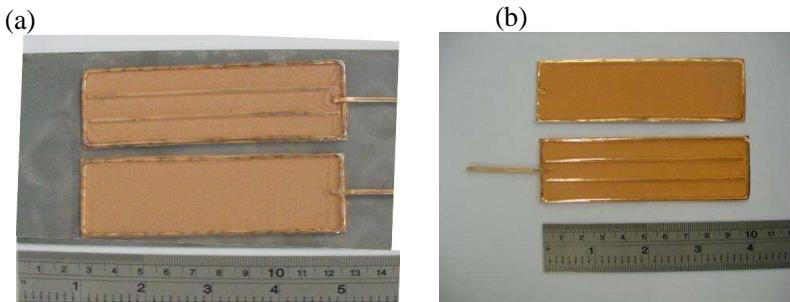


Figura 4.7: (a) Primeira etapa da fabricação do minitubo de calor sinterizado e (b) segunda etapa.

O pó selecionado é então distribuído em quantidades iguais sobre as placas de maneira a formar uma camada homogênea. Para garantir uma camada uniformemente distribuída e com espessura homogênea um aparato, denominado de espalhador, foi construído. Como pode ser visto na Figura 4.8, este dispositivo é construído a partir de um paquímetro, onde uma pequena placa de aço inox, de largura inferior à largura do tubo, foi fixada à sua haste de medição. Um batente foi parafusado na

parte posterior do paquímetro permitindo o nivelamento pelo fio de cobre da borda do tubo. As partes dos dispositivos são alinhadas e o paquímetro zerado. A partir daí espessura de camada é selecionada no paquímetro e com movimentos suaves o pó é espalhado sobre a superfície da placa.

Em seguida, todo o conjunto é levado ao forno para a sinterização. Na segunda etapa, uma das placas tem sua lateral, fios centrais e capilares de carregamento removidos, conforme mostrado na Figura 4.7 (b), sendo posicionada posteriormente sobre a outra placa. Desta forma, obtém-se um minitubo com estrutura capilar sinterizada em ambas as faces (superior e inferior). Todo este conjunto é pré-soldado através da solda ponto e inserido em uma matriz de aço inoxidável. Esta matriz é levada ao forno novamente para a soldagem por difusão da lateral e dos fios centrais, em processo idêntico aos dos minitubos de calor fios-placas, descrito acima.



Figura 4.8: Dispositivo construído para espalhar o pó de cobre sobre as placas.

#### 4.2.2.2 Minitubo de calor híbrido

A construção do minitubo de calor híbrido é semelhante à construção dos tubos fios-placas. Primeiramente, através da soldagem a ponto, bordas são soldadas às placas. Fios são devidamente cortados, espaçados e soldados na placa inferior. Pó metálico é uniformemente espalhado utilizando-se o dispositivo espalhador mencionado na seção anterior. Estes componentes são levados para o forno a vácuo para a sinterização do pó de cobre. Após a sinterização as duas placas são unidas e inseridas na matriz de aço inoxidável. A matriz é levada ao forno novamente para a soldagem por difusão da lateral e dos demais fios. Na Figura 4.9 pode ser visto minitubos híbridos, retos e em “S”.

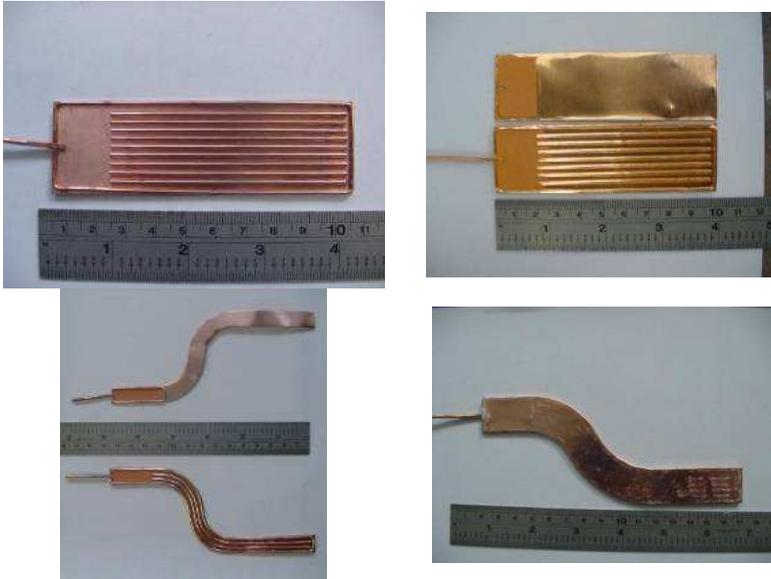
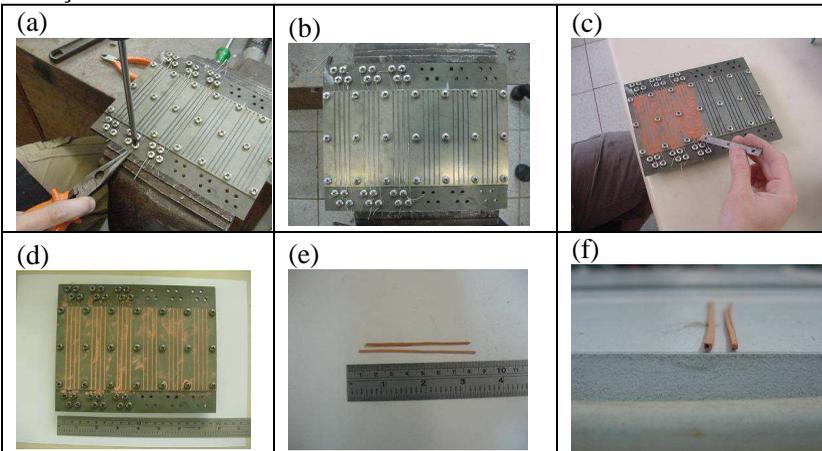


Figura 4.9: Minitubos híbridos retos e em “S” durante o processo de fabricação.

### 4.2.2.3 Minitubos de calor com fios e palitos sinterizados

Assim como para minitubos de calor sinterizados, este tubo é fabricado em duas etapas. Primeiramente são fabricados os palitos de material sinterizado inteiriço ou com canal de vapor central. Para isto, foi montada uma matriz composta de uma placa vazada e de uma base em aço inoxidável.



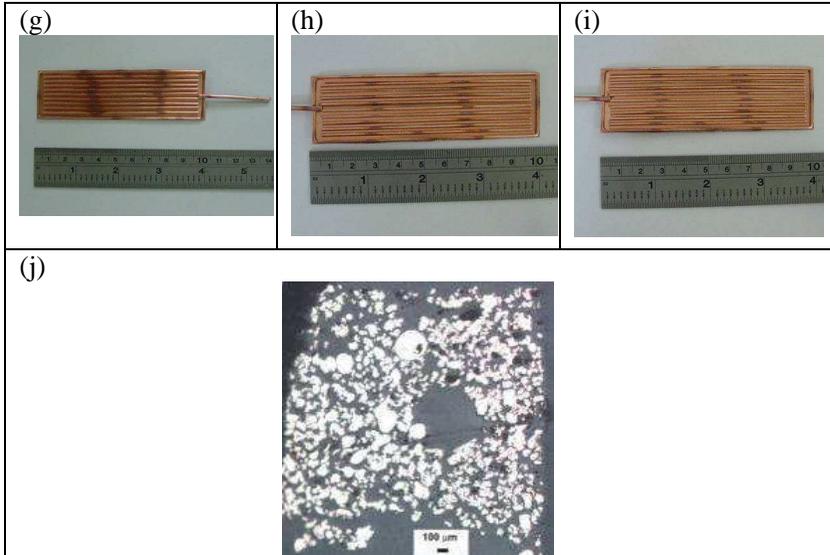


Figura 4.10: Etapas da fabricação dos minitubos de calor com fios e palitos: (a), (b), (c), (d) preparação da matriz para fabricação dos palitos sinterizados. (e) e (f) palitos com canal de vapor e maciço. (g) minitubo de calor com fios. (h) minitubo de calor com fios com canal de vapor central e palitos maciços. (i) minitubo de calor com fios e palitos com canal de vapor e (j) Imagem ampliada de um palito com canal de vapor.

A espessura da placa vazada de aço inoxidável é de 1,2 mm. Nela foram usinados a laser diversos canais com duas configurações diferentes: 12 canais de  $98 \times 1,5 \text{ mm}^2$  e 12 canais de  $98 \times 1,2 \text{ mm}^2$ . Estas dimensões foram adotadas para facilitar a inserção destes palitos sinterizado entre os fios de cobre. A placa vazada foi fixada por meio de parafusos à placa base, formando assim canais onde o pó metálico é inserido. Para a fabricação de palitos sinterizados com canal de vapor central, foram usinados furos de 0,5 mm na borda da placa vazada. Por estes furos, fios de alumel/cromel (termopar do tipo K) foram esticados e fixados à placa base por meio de parafusos. Em seguida, pó metálico é espalhado sobre a placa vazada. Na Figura 4.10 as etapas do procedimento de fabricação podem ser observadas, bem como uma fotografia ampliada do palito sinterizado com canal de vapor.

Todo o conjunto é então inserido no forno a vácuo para a sinterização dos palitos. Após o processo de sinterização, os fios que formam o canal central são removidos. Porém como o pó metálico adere sobre a superfície do fio, é necessário a aplicação de tensão no fio, que

se estica e reduz a área da sua seção transversal, se descolando do meio poroso, permitindo a sua remoção do interior dos palitos sinterizados. A placa vazada é então removida e os palitos retirados dos canais. Na segunda etapa, um minitubo de calor com fio é construído através do processo descrito anteriormente. Porém antes da fixação da chapa de cobre superior do minitubo, os palitos de cobre sinterizado são inseridos entre os canais. Em seguida, a chapa superior é pré-soldada e inserida na matriz de aço inoxidável para o selamento das laterais do minitubo. No caso do uso palito sem o canal de vapor, um canal central entre dois fios não é preenchido, para que deste modo o vapor possa retornar ao condensador.

### 4.3 BANCADA EXPERIMENTAL

Com o propósito de se verificar o funcionamento dos minitubos de calor desenvolvidos neste trabalho, duas bancadas experimentais foram fabricadas: uma no Laboratório de Tubos de Calor da UFSC (ver Figura 4.11 (a)) e outra no Laboratório de Ciências Térmicas da NASA – *Goddard Space Flight Center* (ver Figura 4.11 (b)).

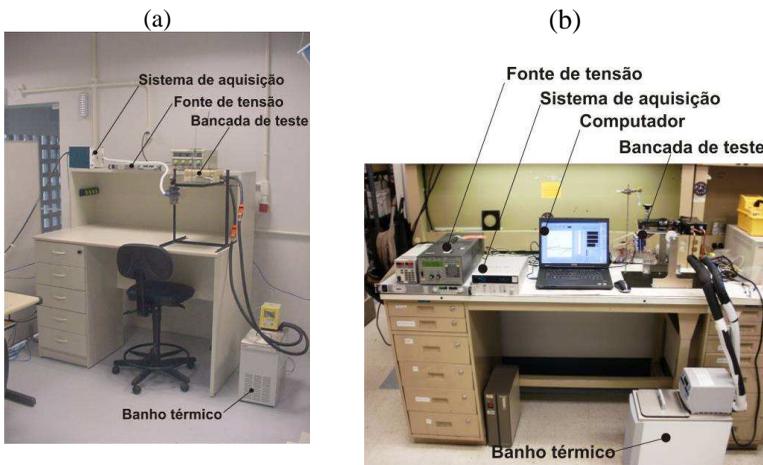


Figura 4.11: Bancadas experimentais: (a) LABTUCAL e (b) NASA - GSFC.

Os dois aparatos experimentais foram construídos de modo a facilitar a montagem e desmontagem dos minitubos na bancada e permitir testes com ângulos de inclinação diferentes. A bancada é composta por: um sorvedouro de calor fabricado em alumínio, um

suporte em aço, duas placas de isolamento (poliuretano expandido), dois blocos aquecedores em alumínio, uma fonte de potência, uma unidade de banho térmico, termopares Omega<sup>®</sup> do tipo T, um sistema de aquisição de dados *National Instrument SCX1000* e um computador.

Os minitubos de calor utilizados nos testes foram divididos em três regiões: evaporador, condensador e região adiabática. O tamanho de cada região foi estabelecido conforme discutido anteriormente. Calor é inserido no minitubo de calor por meio de dois blocos de alumínio contendo uma resistência de cartucho em seu interior, conforme pode ser visto na Figura 4.12. No bloco superior há um rasgo longitudinal que permite acomodar os termopares (Figura 4.12 (b)). Para impedir o contato no bloco com os termopares uma fina tira de isolante mica foi utilizada. O tubo é prensado contra os blocos através de torque em parafusos, sendo que as resistências são conectadas diretamente a uma fonte de potência. Para garantir o melhor contato entre as interfaces, uma fina camada de pasta térmica Omega<sup>®</sup> 401 foi aplicada.

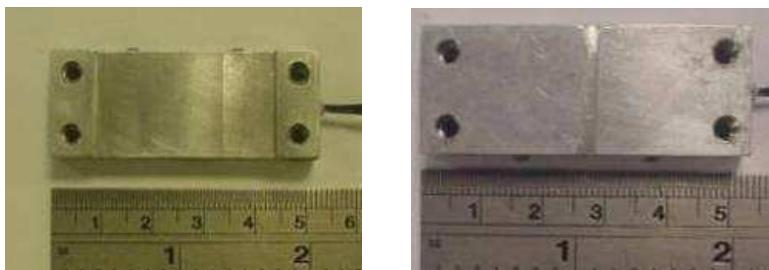


Figura 4.12: Blocos aquecedores (a) inferior e (b) superior.

As três seções do tubo foram isoladas do ambiente por meio de duas placas de poliuretano expandido. Um canal foi criado na placa inferior de isolamento para acomodar o minitubo. Três barras roscadas e uma placa de alumínio foram usadas para prender todo o sistema, impedindo o contato do minitubo com o ambiente.

O calor inserido na seção do evaporador é removido do minitubo na seção do condensador. Um dispositivo para a remoção do calor foi construído utilizando-se um bloco de alumínio com um rebaixo para acomodar o minitubo e dois furos passantes na sua seção transversal. Estes orifícios servem como entrada e saída do fluido de circulação do banho térmico, que remove o calor do bloco que está em contato com o minitubo. Um outro bloco, com um berço para os termopares e sem circulação de água, foi utilizado para prensar o tubo contra o bloco

inferior, como ilustrado na Figura 4.13. A temperatura e vazão do banho são mantidas constantes durante todo o teste.

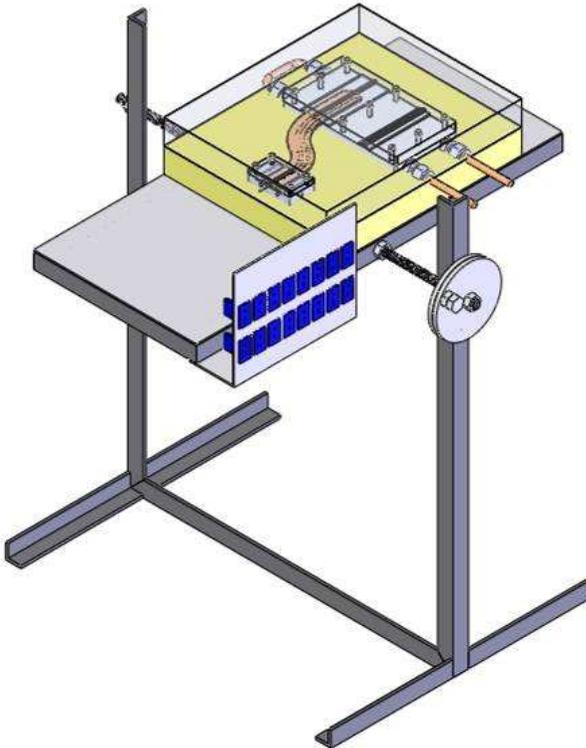


Figura 4.13: Esboço da bancada experimental.

A variação de temperatura ao longo do minitubo de calor foi monitorada por meio de termopares do tipo T, da marca OMEGA<sup>®</sup> modelo TT-T-040. Sua quantidade varia de acordo com o tubo testado. Para os minitubos de calor retos de  $100 \times 30 \text{ mm}^2$  foram utilizados oito termopares dispostos conforme Figura 4.14 (a). Outros termopares foram utilizados para o monitoramento da temperatura dos blocos de alumínio e da temperatura ambiente, conforme Figura 4.14 (b).

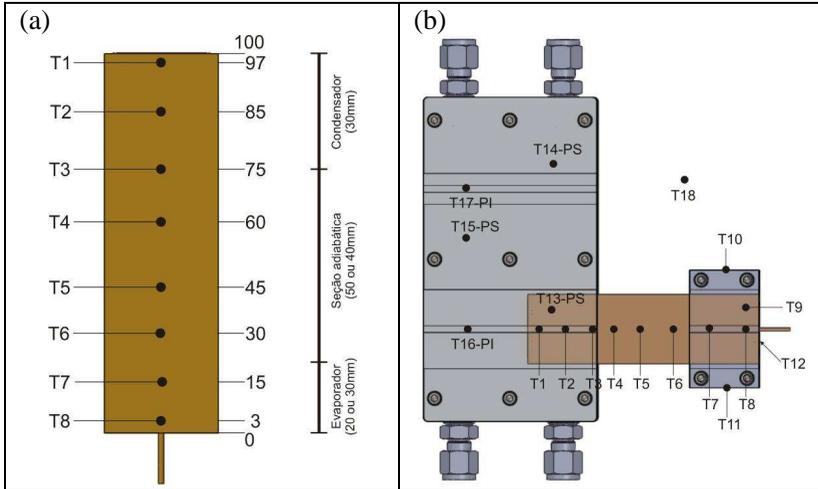


Figura 4.14: (a) Localização dos termopares no minitubo de calor reto e (b) na bancada de teste (PI – placa inferior; PS – placa superior).

A Figura 4.15 (a) apresenta a disposição dos nove termopares utilizados para a medição de temperatura do minitubo de calor em “S”, enquanto que a Figura 4.15 (b) ilustra a posição dos demais sensores de temperatura utilizados na bancada.

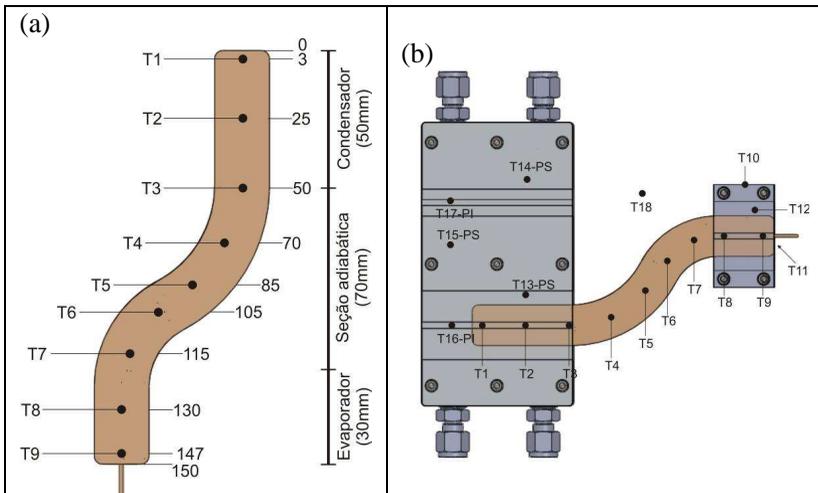


Figura 4.15: (a) Localização dos termopares no minitubo de calor em “S” e (b) na bancada de teste (PI – placa inferior; PS – placa superior).

Os termopares foram conectados a um sistema de aquisição de sinais NI SCX1000. Através de um software comercial o banho térmico, a fonte de tensão e o sistema de aquisição foram controlados eletronicamente. Os dados foram coletados e armazenados a uma taxa de aquisição de uma leitura por segundo.

#### 4.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para efetuar o carregamento dos tubos com o fluido de trabalho, concluindo, desta forma, o processo de fabricação, adotou-se a seguinte metodologia. Primeiramente os tubos sofreram um processo de limpeza. Depois de limpos, os tubos foram submetidos a teste de vazamento, sendo logo em seguida carregados com o fluido de trabalho na quantidade pré-determinada e, imediatamente depois, selados. Só então os minitubos foram testados. Para se garantir a reprodutibilidade dos testes, estes passos sempre foram rigorosamente seguidos toda vez que um tubo foi carregado.

Como foi descrito no processo de fabricação dos minitubos, antes do processo de soldagem ser realizado, as partes de cobre que compõem os dispositivos foram limpas com ácido sulfúrico a 10% segundo especificação de ASM (1973). Após o processo de soldagem, o minitubo de calor sai do forno de alto vácuo extremamente limpo. Porém, como é necessário fazer a brasagem do capilar e em alguns casos em toda a lateral do minitubo para reforçar a sua estanqueidade, uma segunda etapa da limpeza com acetona é realizada. Após a remoção do fluido de limpeza (acetona), o minitubo é conectado, através do tubo capilar e com o auxílio de uma pequena mangueira de 2 mm de diâmetro, a uma bomba mecânica por aproximadamente 30 minutos.

Depois de realizado o processo de limpeza, os minitubos de calor são submetidos a testes de vazamento. Estes testes foram realizados no próprio laboratório utilizando um equipamento especial para detectar vazamentos de vácuo (Leak Detector Spectron 5000 Edwards ®). Para os testes de vazamento de vácuo, o tubo é conectado ao detector de vazamentos, o qual tem um sistema que evacua o dispositivo a ser testado. Em seguida, borra-se gás hélio sobre as paredes externas do dispositivo. Se houver algum pequeno orifício, o gás hélio penetrará dentro do dispositivo e o espectrômetro de massa do equipamento, que analisa os gases que estão sendo evacuados, detectará a sua presença. Para a caracterização de um tubo perfeitamente estanque a indicação do

detector de vazamentos é de aproximadamente  $10^{-9}$  mbarl/s. Caso não haja vazamento, o minitubo de calor pode ser carregado.

#### 4.4.1 Carregamento e Selamento

O processo de carregamento dos minitubos é realizado após o teste de detecção de vazamentos. Todo o procedimento de carga é realizado à temperatura ambiente. Neste estudo foram utilizados dois fluidos de trabalho: água e metanol. Uma pequena mangueira de *tygon*, material especial para vácuo, conecta o capilar de carregamento do minitubo ao sistema de vácuo. Para garantir que não haja vazamento no contato mangueira/capilar, uma fina camada de graxa para vácuo (Dow Corning®), é utilizada. Além disso, fios de cobre de pequeno diâmetro são enrolados e torcidos em volta do conjunto mangueira/capilar funcionando como pequenas abraçadeiras. O minitubo é mantido em processo de evacuação por aproximadamente 120 minutos em uma bomba turbo molecular. O nível de vácuo antes da realização do carregamento é da ordem  $1 \times 10^{-6}$  mbar. Depois de efetuado o vácuo, promove-se a estricção da seção da mangueira com uma garra especial bem próximo ao capilar de carregamento do tubo (ver Figura 4.16). O outro extremo na mangueira, que esta conectada a bomba de vácuo, é acoplada a uma pipeta de vidro. A pipeta é então preenchida com fluido de trabalho, porém antes do carregamento, o líquido é submetido a um processo de desgaseificação. Este procedimento é realizado conectando a pipeta a uma bomba de anel líquido por 30 minutos. A bomba proporcionará uma queda de pressão na pipeta garantindo assim que não haja nenhuma bolha de ar no líquido ou na mangueira de carregamento. O minitubo é então carregado com o volume adequado de fluido de trabalho através de um procedimento manual. Com uma das mãos a mangueira é estriccionada próximo à garra, impedindo o escoamento do fluido para dentro do tubo. Com a outra mão, libera-se a garra e lentamente alivia-se a pressão aplicada à mangueira, permitindo que a baixa pressão no interior do tubo puxe o líquido para dentro. Através da graduação da pipeta pode-se controlar o volume de fluido inserido no tubo (ver Figura 4.16 (b)). Após o carregamento com o volume desejado a mangueira é estriccionada novamente com a garra especial. Este procedimento foi aplicado para os testes em laboratório porque se o minitubo fosse lacrado da maneira convencional (lacrando o capilar de carregamento de cobre), não seria possível sua recarga com quantidades diferentes de fluido de trabalho. Este procedimento é muito delicado,

porém mais seguro e preciso do que a utilização de seringas como descrito por Paiva (2007).

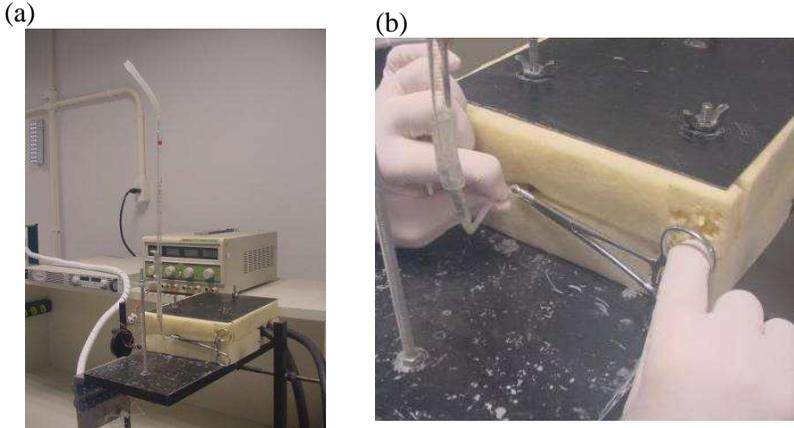


Figura 4.16: Procedimentos para de carregamento e selamento.

Para os minitubos de calor testados em microgravidade e utilizados no *laptop*, o capilar de cobre é mordido por um alicate lacrador, conforme ilustrado na Figura 4.17. Logo em seguida, remove-se a mangueira do capilar de carregamento e solda-se a sua ponta.



Figura 4.17: Minitubo lacrado.

#### 4.4.2 Testes

Para realização dos testes com os minitubos de calor em bancada de laboratório e nos demais experimentos descritos a seguir, o mesmo procedimento foi sempre utilizado, a fim de garantir a reprodutibilidade

dos resultados medidos. A seguinte metodologia descreve o procedimento experimental:

- Definição da temperatura de banho a ser usada;
- Acionamento do sistema de aquisição de dados, assim como da fonte de potência e do banho térmico ou ventilador, 30 minutos antes do início de teste;
- Inicialização do *software* de aquisição de dados e configuração dos canais de leitura de temperatura;
- Verificação das leituras dos termopares e conexão da fonte com as resistências elétricas;
- Verificação da homogeneidade da distribuição de temperatura ao longo do minitubo, antes de começar o teste;
- Controle gradual da potência térmica de 500 em 500 segundos até o secamento do minitubo (*dry out*);

Uma forma conveniente de observação do início do ponto de secagem do minitubo é através do uso do cálculo da resistência térmica total, que é definida como a razão entre a máxima diferença de temperaturas entre os extremos do tubo e o calor inserido pela resistência elétrica. A resistência térmica diminui com o aumento da potência transportada, até atingir o ponto em que inicia a secagem, onde o aumento da potência resulta em um aumento da resistência.

#### 4.5 CARACTERIZAÇÃO DO ELEMENTO POROSO

O estudo da caracterização do meio poroso sinterizado utilizado neste trabalho é baseado em dois outros trabalhos de conclusão de curso no Departamento de Engenharia de Materiais. Reis (2010) desenvolveu um estudo para caracterização do elemento poroso de cobre para aplicação em minitubos de calor. Os resultados encontrados para a determinação dos parâmetros como porosidade, permeabilidade e diâmetro de poros, bem como o processo de fabricação dos palitos sinterizados serão utilizados no presente trabalho. Santos (2011) realizou um estudo para a obtenção de valores de porosidade através de análises de imagens digitais das estruturas porosas de cobre utilizadas no presente trabalho. Este referido estudo não será abordado neste texto. Maiores informações podem ser obtidas na referência citada.

O processo de caracterização dos elementos porosos foi realizado para a obtenção de propriedades físicas como porosidade, permeabilidade e diâmetro de poro que foram utilizadas como variáveis

de entrada no modelo matemático descrito anteriormente. Foram caracterizados quatro tipos de pó de cobre, com a designação comercial de PAM, PAQ, PAC e PAF, que se diferenciam entre si pelo tamanho de partícula.

Antes da fabricação das amostras pelo processo de sinterização, os pós foram homogeneizados em um misturador no formato da letra Y. Seguido os procedimentos descritos por Khayargoli *et al.* (2004) e Innocentini *et al.* (2001a), matrizes em aço inoxidável em formato cilíndrico com dimensões internas de 25 mm de altura e 21,4 mm de diâmetro foram confeccionadas para armazenar o pó durante o processo de sinterização. Segundo Innocentini *et al.* (2001a), o modo mais simples de moldagem de pós sem a aplicação de pressão é a distribuição do pó solto na matriz. Para evitar-se a formação de vazios e obter-se uma uniformidade na porosidade, é necessário sujeitar a matriz com o pó a uma vibração, seja por meio de máquina ou manualmente. Desta forma, as matrizes foram preenchidas com pó aplicando-se pequena vibração nos moldes cilíndricos, permanecendo apenas a superfície superior das matrizes exposta à atmosfera. Ao todo, 40 amostras foram confeccionadas, sendo separadas em 4 grupos de 10 para cada tipo de pó. Todas foram levadas ao forno de sinterização onde deram origem às amostras. Na Figura 4.18, pode ser visto as matrizes e os corpos de prova sinterizados.

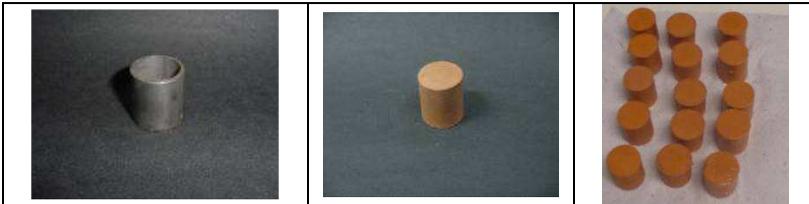


Figura 4.18: Matriz para a fabricação das amostras utilizadas no processo de caracterização.

#### 4.5.1 Determinação da Porosidade – Princípio de Arquimedes

Através da norma MPIF-42 (MPIF-42, 1997) foram realizados ensaios para a determinação da porosidade de corpos de provas sinterizados. Um kit para a determinação de densidade da Mettler Toledo<sup>®</sup> foi utilizado para a determinação das massas e posteriormente densidade aparente de cada amostra.

Primeiramente, uma fina camada de graxa de vácuo (Dow corning®) foi espalhada por toda a superfície lateral da amostra para impedir a absorção de fluido. O excesso de graxa foi removido em um papel absorvente e a amostra pesada. Em seguida, a mesma amostra foi submergida em água destilada apoiada em uma cesta metálica, conforme pode ser visto na Figura 4.19.

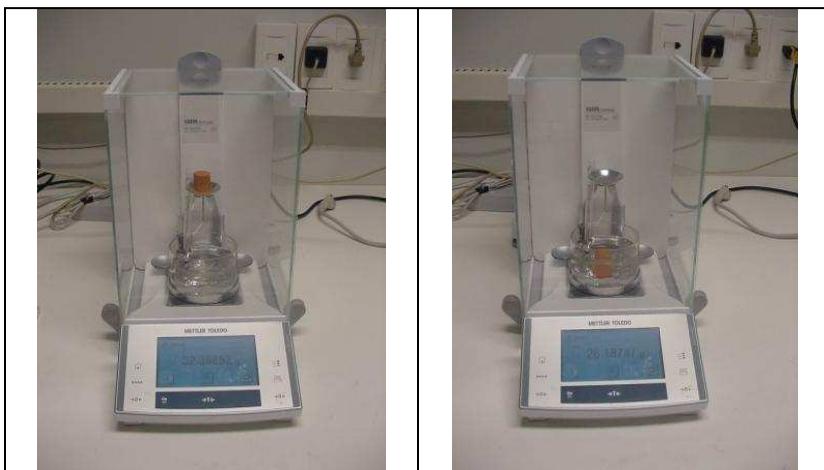


Figura 4.19: Etapas para a determinação da densidade aparente das amostras sinterizadas.

#### 4.5.2 Determinação de Diâmetro Crítico – Extrusão Capilar

Para a determinação deste parâmetro foi construída uma bancada que também será utilizada para a determinação da permeabilidade gasosa, conforme será descrito na seção 4.5.3.

De maneira geral, este aparato possui uma válvula de segurança na entrada para a proteção do sensor de pressão. O controle de fluxo é feito por uma segunda válvula que permite um ajuste fino da vazão. Um transdutor diferencial é utilizado para as aquisições de pressão (Omega PX137-015AV) que são gravadas em um computador através de um sistema de aquisições de sinais (Agilent 34970A).

A amostra foi revestida lateralmente com resina Durepox™ e inserida, logo após a secagem da resina, em uma mangueira de PVC transparente, garantindo assim a visualização da nucleação das bolhas. Abraçadeiras foram utilizadas para garantir o selamento de sua lateral permitindo a passagem do fluxo de gás argônio apenas pelo interior da

amostra. Como pode ser visto na Figura 4.20, a amostra foi posicionada no sentido vertical. Uma parte da mangueira ficou exposta à atmosfera por onde foi inserido o fluido de trabalho, neste caso água destilada.

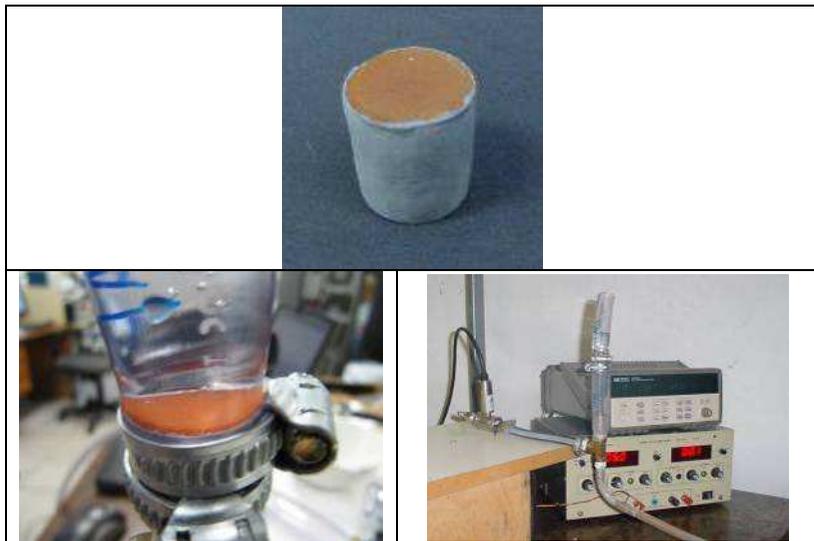


Figura 4.20: Detalhe do embutimento da amostra e da bancada de teste.

Durante os testes, inicialmente, a amostra foi saturada com água. A seguir, a pressão na linha de argônio foi aumentada gradativamente até a nucleação das primeiras bolhas, com esta devidamente registrada. Este processo foi repetido 20 vezes para verificar a repetibilidade dos valores de pressão.

### 4.5.3 Determinação de Permeabilidade

A determinação da perda de carga do elemento poroso foi determinada por meio dos testes de permeabilidade gasosa. Para estes testes foi utilizada a bancada de testes de extrusão capilar com algumas alterações, como pode ser visto na Figura 4.21. O transdutor de pressão, nestes testes, foi colocado em paralelo com a amostra. Como a vazão através do elemento poroso é muito baixa, ela foi medida através da cronometragem de tempo do deslocamento de uma película de sabão em uma bureta graduada.

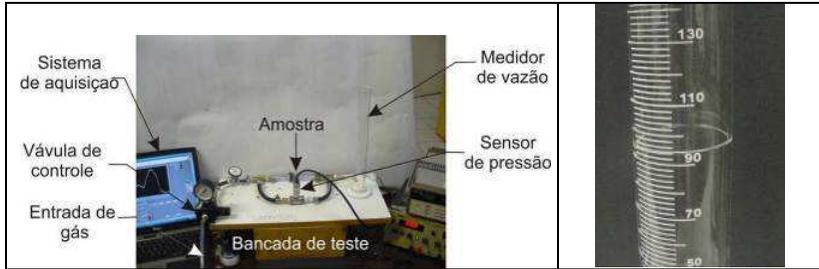


Figura 4.21: Bancada de teste para determinação de permeabilidade e detalhe do medidor de vazão.

A seguinte metodologia foi utilizada neste ensaio: a válvula de controle de fluxo é aberta, espera-se a estabilização da pressão, determina-se a vazão através do cronometragem de tempo para um determinado volume. A partir de então a pressão é aumentada gradativamente e os valores de pressão e vazão determinados.

#### 4.6 EXPERIMENTO EM MICROGRAVIDADE – FOGUETE DE SONDAGEM

Além dos testes em laboratório os minitubos de calor fios-placas, sinterizados e híbridos foram testados em ambiente de microgravidade através do Programa Microgravidade da Agencia Espacial Brasileira (AEB).

Durante a concepção desta tese, dois projetos envolvendo minitubos de calor foram testados em microgravidade a bordo de foguetes de sondagem. O experimento PEM-08 aprovado no segundo Anúncio de Oportunidades foi testado em julho de 2007 na Operação Cumã II. As informações e resultados referentes a este projeto podem ser obtidos em Paiva (2007), Paiva *et al.* (2008) e Paiva *et al.* (2010).

O projeto intitulado TCM (Tubos de Calor em Microgravidade) foi submetido ao terceiro Anuncio de Oportunidade do Programa Microgravidade da Agência Espacial Brasileira e aprovado para os testes em microgravidade. O lançamento do foguete de sondagem VSB - 30 V06 foi realizado no Centro de Lançamento de Alcântara (CLA) na Operação Maracati II, no dia 12 de dezembro de 2010. Nas seções a seguir, apenas as características do experimento TCM são descritas.

### 4.6.1 Características do Voo

O foguete de sondagem VSB-30 é um foguete balístico de duplo estágio sem controle ativo fabricado pelo Instituto de Aeronáutica e Espaço (IAE) do Centro Tecnológico Aeroespacial (CTA). O ambiente de microgravidade é alcançado quando o foguete está em queda livre antes de entrar novamente na atmosfera. A carga útil (ver Figura 4.22), onde são alocados os experimentos e todo o sistema de acionamento, controle e telemetria, é projetada e desenvolvida em parceria com o grupo alemão DLR/MORABA.



Figura 4.22: Carga útil MICROG1.

As características do ambiente de voo obtidas durante a Operação Maracati II estão apresentadas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3: Características do voo da Operação Maracati II (fonte: Corrêa, 2008)

Rotação	< 3,5 rps por ~60 s
Aceleração lançamento	11 a 13 g
Aceleração reentrada	8 a 10 g
Tempo de voo	16 min
Tempo de microgravidade	6,5 min
Apogeu	242 km
Alcance	145 km

Estes foguetes produzem condições de microgravidade com qualidade superior às dos aviões e Estação Espacial Internacional (ISS), pois não possuem vibração e acelerações parasitas que podem interferir

na qualidade da microgravidade obtida. Após o voo suborbital a carga útil cai com a ajuda de pára-quadras e é recuperada. A seqüência de eventos do voo parabólico do foguete VSB-30 pode ser vista na Figura 4.23.

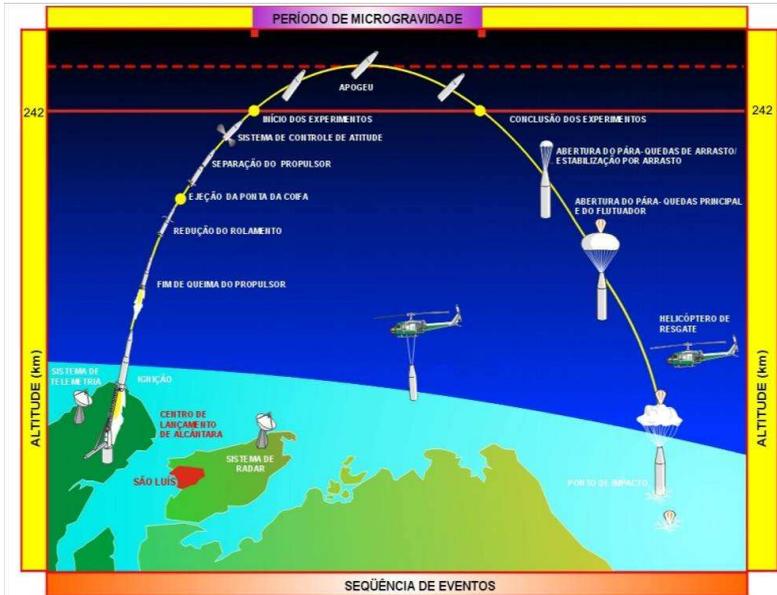


Figura 4.23: Seqüência de eventos do voo em microgravidade (fonte: Corrêa, 2008).

## 4.6.2 Objetivo do Experimento

No experimento proposto, foram testadas 6 diferentes tecnologias envolvendo o fenômeno de mudança de fase para controle térmico e dissipação de calor em ambientes de microgravidade, algumas delas inéditas. Os diferentes tubos de calor foram testados em condições semelhantes, permitindo a comparação e qualificação de suas performances em microgravidade. O objetivo específico é a seleção de uma tecnologia para experimento TCE que será testado a bordo da Estação Espacial Internacional.

## 4.6.3 Descrição do Experimento

Embora se conheça o desempenho térmico de minitubos de calor planos (como os testados na ISS, na Missão Centenário e através de

voos suborbitais, Operação Cumã II), em muitas aplicações práticas, é necessário que outras geometrias sejam adotadas, como mencionado anteriormente. Por exemplo, pode ser útil usar as paredes da caixa do equipamento eletrônico como radiadores térmicos. Neste caso, seria muito conveniente se os minitubos pudessem ser “dobrados” sem que esta condição afetasse o desempenho térmico do dispositivo.

Assim, o primeiro tipo de dispositivo proposto foi um minitubo de calor, onde a tecnologia fios-placas foi empregada, com uma geometria de um “S” plano. Com isso, pode-se avaliar a influência do meio capilar nesta situação em que o dispositivo necessita percorrer caminhos tortuosos para transportar o calor até um local de dissipação. Em outras palavras, pretende-se estudar o desempenho térmico, em microgravidade, de minitubos fios-placas que apresentem curvas.

No segundo tipo de minitubo, chamado minitubo sinterizado reto ( $100 \times 30 \times 2,7 \text{ mm}^3$ ), foi empregada a tecnologia de sinterização para a fabricação do meio poroso necessário ao transporte do líquido de um extremo ao outro do dispositivo. As condições de operação destes dispositivos dependem fortemente dos processos térmicos de ebulição e condensação que ocorrem no meio poroso interno e podem ser influenciados pela microgravidade.

O terceiro dispositivo testado foi um minitubo de calor híbrido ( $100 \times 30 \times 2,7 \text{ mm}^3$ ). Os tubos de calor híbridos são uma tecnologia inovadora e tema da presente tese. É importante frisar que, até o momento, não há registro de testes desta tecnologia em microgravidade a bordo de foguetes de sondagem.

A quarta e a quinta tecnologias testadas foram as dos tubos de calor pulsantes e espalhadores de calor e não serão tratadas aqui.

E por fim, também foi desenvolvida a técnica de armazenamento e liberação de calor por materiais com mudança de fase (*Phase Change Materials* – PCM). Esta técnica já foi empregada com sucesso em satélites no mundo, mas o Brasil ainda não possui experiência em PCMs aplicados em ambiente de microgravidade. Este dispositivo de armazenamento de calor representa a sexta tecnologia a ser testada. Assim, a sua utilização neste experimento pode representar a sua qualificação para utilização em possíveis aplicações em novos voos suborbitais e na Estação Espacial.

A Tabela 4.4 apresenta um resumo dos dados mais relevantes dos experimentos.

Tabela 4.4: Principais dados físicos do experimento.

Módulo	Descrição	Dimensões (mm)	Massa (kg)
TCM-A	Minitubos de calor em “S” e minitubo de calor híbrido	285x110x210	6,03
TCM-B	Tubo de calor pulsante	270x90x250	7,04
TCM-C	Espalhador de calor e minitubo de calor sinterizado	200x80x160	2,51
TCM-D	Sistema de aquisição de dados	140x146x230	5,77

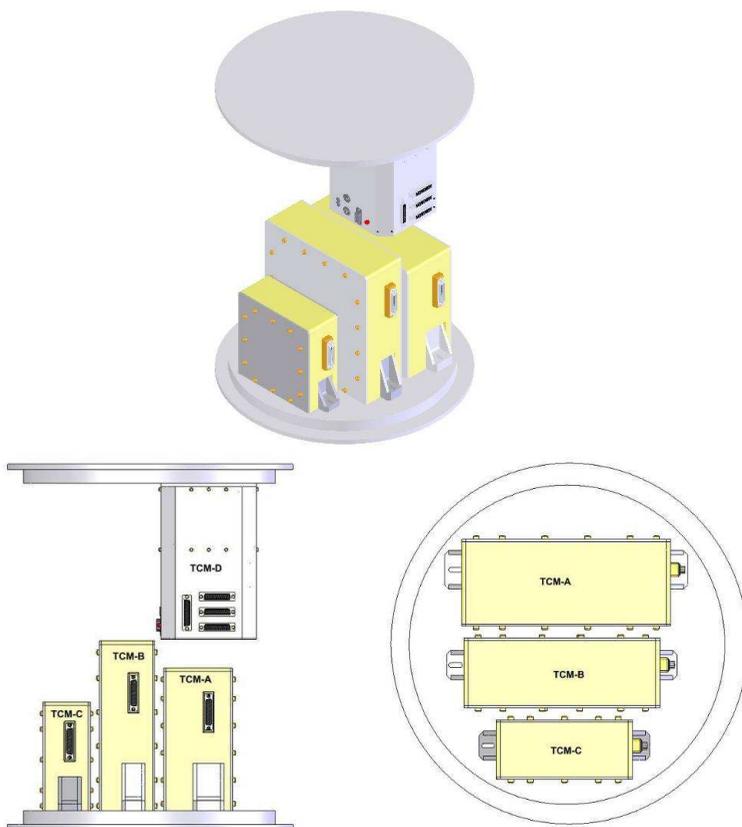


Figura 4.24: Esboços dos experimentos.

O experimento (*hardware* de voo) foi constituído de quatro módulos: o módulo dos minitubos (TCM-A), módulo dos tubos de calor pulsantes (TCM-B), módulo do espalhador de calor e do minitubo de calor sinterizado (TCM-C) e o módulo de aquisição de sinais (TCM-D). O *layout* das configurações dos módulos sobre a base do módulo do foguete é apresentado na Figura 4.24. Na Figura 4.25 pode ser visto os modelos experimentais de voo.

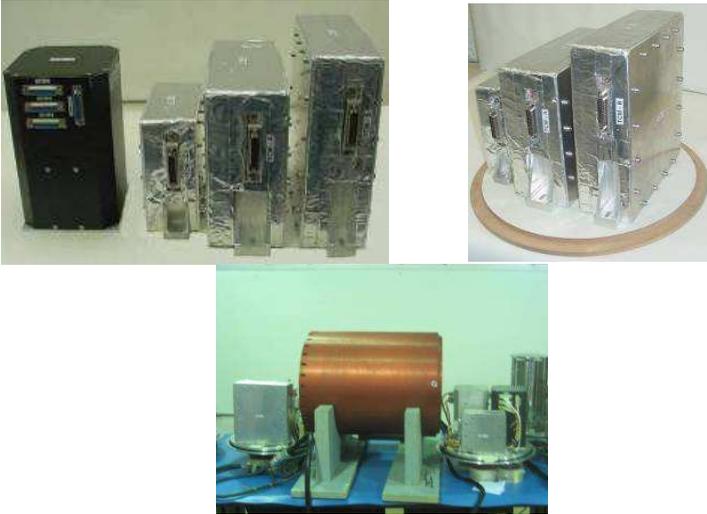


Figura 4.25: Módulos experimentais.

#### 4.6.3.1 Módulo TCM-A

No módulo TCM-A foram testados dois tipos de minitubos de calor: minitubos em curva, ou em “S” e o minitubo de calor híbrido. Eles foram prensados entre duas placas de isolamento polimérico (poliuretano expandido) que por sua vez foi fixada no dissipador de calor de alumínio através de um suporte (chapa), como mostrado na Figura 4.26.

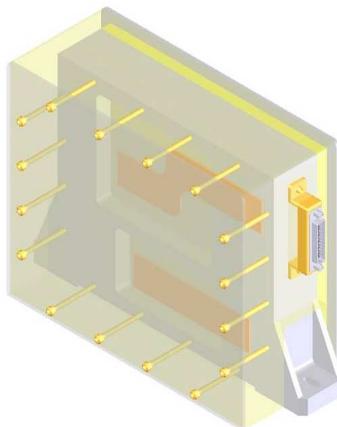


Figura 4.26: Esboço do experimento TCM-A.

O calor foi transferido gradualmente nos dispositivos através de resistências elétricas alimentadas por baterias do próprio experimento. O calor gerado foi removido por meio de um bloco maciço de alumínio em contato direto com uma parte dos tubos, o condensador. Como tempo é muito curto, o dissipador absorve o calor de maneira relativamente eficiente aquecendo-se em uma condição de regime transiente. O conjunto aletas/ventiladores não são permitidos devido a sua vibração durante o lançamento.

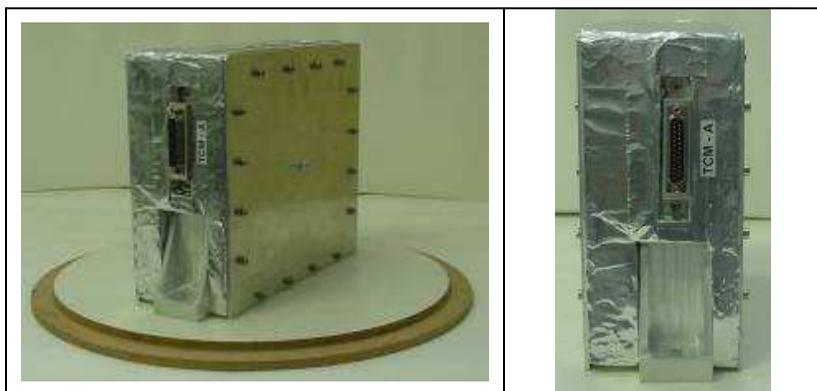


Figura 4.27: Módulo TCM - A.

Um conector DB-25 (macho) foi alocado em sua lateral para a conexão com o sistema de aquisição de sinais. Para isolar termicamente

o experimento da base de fixação no foguete, que tem sua temperatura elevada devido ao atrito com a atmosfera, foi fresado um rebaixo no bloco de alumínio, diminuindo assim a sua área de contato com foguete. Além disso, uma placa de isolamento de mica foi utilizada entre a base do módulo do foguete e o experimento. Fita metálica de alumínio foi utilizada para proteger o isolamento térmico de poliuretano expandido. A Figura 4.27 apresenta o módulo TCM-A.

A distribuição de temperatura ao longo de cada minitubo de calor foi monitorada através de termistores de 10 kOhms, que foram presos aos dispositivos através de um sanduíche de fita *Kapton* e conectados diretamente ao módulo do sistema de aquisição de dados. Outros termistores foram inseridos na outra face de cada bloco dissipador para monitoração de suas temperaturas como pode ser visto na Figura 4.28.

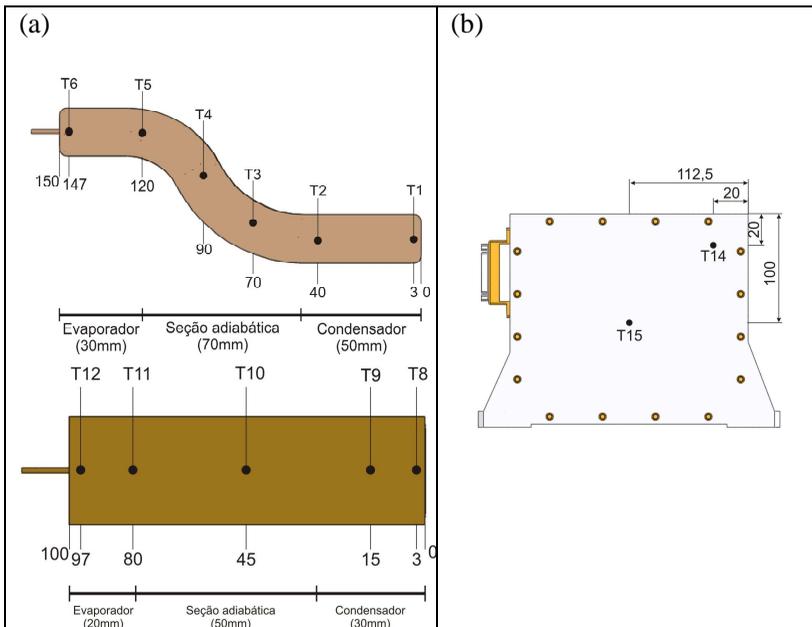


Figura 4.28: Localização dos termopares nos minitubos (a) em “S” e reto e (b) no bloco dissipador.

### 4.6.3.2 Módulo TCM-C

Neste módulo experimental, o espalhador de calor e o minitubo de calor sinterizado foram fixados da mesma maneira que os tubos no módulo TCM-A.

O calor foi transferido ao minitubo da mesma forma como mencionada anteriormente. Porém, sua remoção foi realizada através de um bloco de alumínio com furos não passantes, preenchidos com sal de sódio fosfato bibásico dodecahidratado, servindo como sorvedouro de calor. Este método foi utilizado neste módulo devido a sua pequena massa de alumínio, o que tornava absorção de calor pouco eficiente. Este sal foi escolhido levando-se em conta a sua temperatura de mudança de fase, 35 °C, e seu considerável calor latente, 281 kJ/kg (Abhat, 1983). Seu inconveniente é que suas propriedades se deterioram e, para este experimento, o mesmo material só pode ser utilizado em quatro ciclos de aquecimento. Após isso o sal era substituído.

Na Figura 4.29 é apresentado um esboço do módulo TCM-C, bem como o módulo de voo finalizado.

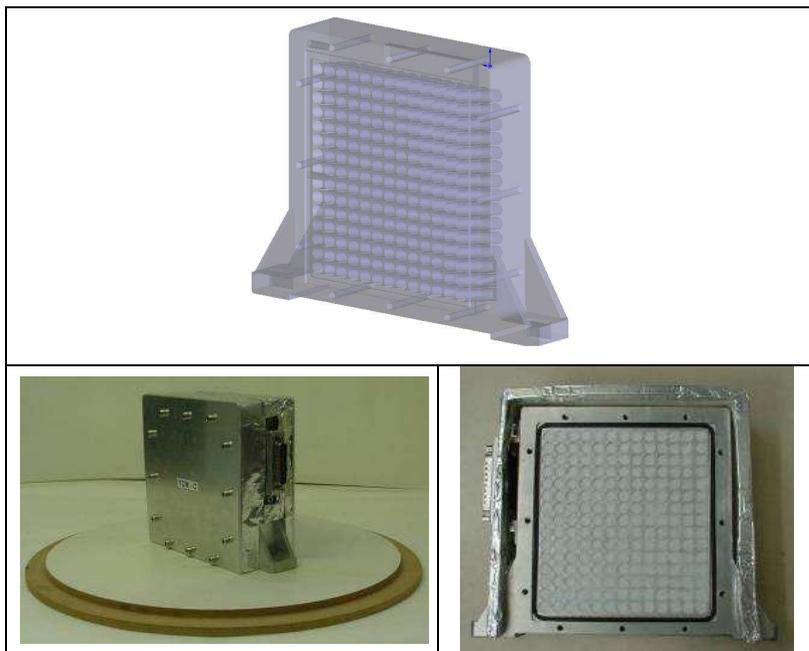


Figura 4.29: Vistas do módulo TCM – C e compartimento com o sal.

A localização dos termopares sobre o tubo e na face posterior do bloco de alumínio pode ser vista na Figura 4.30 (a) e (b), respectivamente.

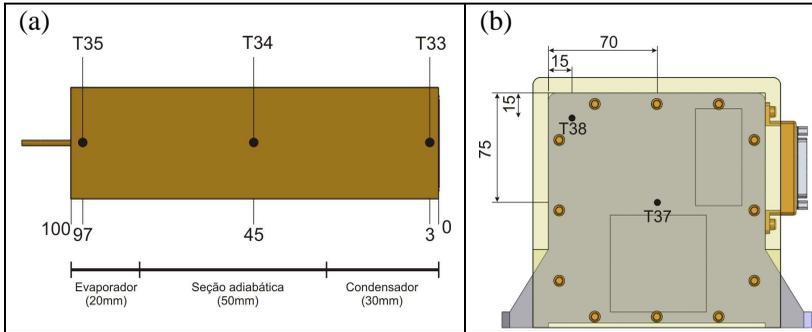


Figura 4.30: Localização dos termopares no (a) minitubo sinterizado e (b) no bloco dissipador.

#### 4.6.3.3 Módulo TCM-D

Este módulo é o responsável pela aquisição e transmissão de dados por telemetria dos módulos TCM – A, TCM – B e TCM – C.

Uma caixa metálica acomoda todas as placas do sistema de aquisição de sinais, bem como três baterias de 12 V e 5 Ah para o fornecimento de energia para alimentação das resistências aquecedoras dos tubos de calor e do próprio sistema de aquisição.

Três conectores DB-25 (fêmeas) são utilizados para a comunicação com os módulos dos experimentos. Um quarto DB-25 (fêmea) é utilizado para a comunicação externa através do umbilical do foguete, cabo que conecta fisicamente o experimento no interior da carga útil do foguete com a caixa de controle na Casamata. Por este cabo é possível acionar o experimento, recarregar as baterias e monitorar as temperaturas dos minitubos até a ignição do foguete. A partir daí, com o rompimento do umbilical, as informações passam a ser enviadas somente por telemetria. A Figura 4.31 apresenta um esboço da parte interna do módulo em questão, bem como uma fotografia do módulo de voo.

O módulo TCM-D ainda conta com uma saída serial RS232, memória flash onde são salvas os dados de temperatura, entradas PS/2 para teclado e mouse, saída VGA para monitor, assim como uma porta

USB, podendo ser operado como um micro computador em bancada de teste.

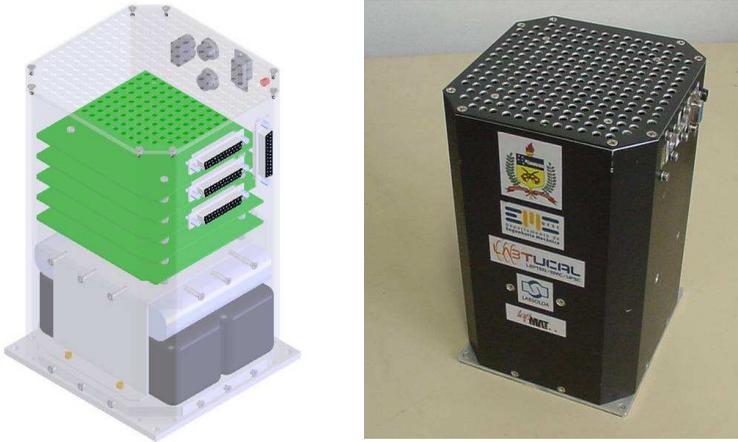


Figura 4.31: Sistema de aquisição.

#### 4.6.3.4 Controle externo

Para o controle do experimento, assim como, para os testes em laboratório, foi desenvolvida um caixa de controle com os principais comandos de acionamento do experimento, conforme pode ser visto na Figura 4.32. Com este controle é possível acionar o experimento colocando-o em modo de espera; simular os sinais de *lift-off* e microgravidade para testes; converter os dados enviados por telemetria pelo protocolo RS 422 para o protocolo RS 232, para visualização e armazenamento por um laptop e recarregar as baterias internas do módulo TCM-D através de uma fonte de potência.



Figura 4.32: Controle para testes e recarregamento das baterias.

#### 4.6.4 Operação do Experimento

O experimento é ligado pelo controle externo da Casamata e de imediato recebe as informações de tensão e temperatura dos módulos experimentais (TCM-A, TCM-B e TCM-C) enviados através do umbilical, ficando em módulo de espera para os sinais de *lift-off* e microgravidade.

Devido à utilização do PCM, foi necessário pré-aquecer o bloco de alumínio do módulo TCM-C até a temperatura de 35°C por pelo menos 20 minutos antes do lançamento. Deste modo, fica garantido o início do processo de mudança de fase antes do lançamento.

Assim que o sinal de *lift-off* for acionado, as informações passam a ser salvas em memória flash interna (128 MB). Foi desenvolvido um software para aquisição dos dados por telemetria e recepção de dados pelo umbilical.

O acionamento das rampas de potência para cada dispositivo ocorrerá assim que o sinal de microgravidade for acionado. A alimentação das resistências aquecedoras é proporcionada por baterias internas de NIMH que estarão inseridas no módulo de sistema de aquisição de sinais. Devido ao curto período de testes em microgravidade, para cada tubo de calor é fornecido um único patamar de potência, como pode ser visto na Tabela 4.5.

Tabela 4.5: Potência elétrica fornecida a cada minitubo de calor.

<b>Módulo</b>	<b>Minitubos</b>	<b>Tensão (V)</b>	<b>Resistência (<math>\Omega</math>)</b>	<b>Potência (W)</b>
TCM – A	Híbrido	10,21	8,6	12,12
	MHPS	9,45	11,15	8,00
TCM – C	Sinterizado	8,91	7,94	10,00

A seguir é apresentada uma seqüência de atividades para o voo (Paiva *et al.*, 2009).

- Todas as chaves do controle deverão estar na posição OFF;
- Conectar o cabo do umbilical na caixa de controle;
- Conectar o cabo caixa de controle/*laptop*;
- Conectar o cabo terra da caixa de controle em barramento terra;
- Conectar o cabo de telemetria diretamente no *laptop*;
- Alimentar caixa de controle com as devidas tensões para acionamento do sistema de aquisição;

- Alimentar a segunda entrada da caixa de controle com 5 volts (limitar corrente da fonte em 1 A);
- Executar o software no laptop para a aquisição de dados via umbilical;
- Executar o software no laptop para a aquisição de dados via telemetria;
- Pressionar o botão (*push botton*) ligar/desligar;
- Clicar no botão conectar *run* nos dois softwares para começar a aquisição;
- Experimentador confirma acionamento do sistema pelo umbilical e telemetria;
- DLR simula sinais de *lift off* e microgravidade;
- Experimentador confirma o recebimento dos sinais de *lift off* e microgravidade;
- Fechar programa;
- Pressionar o botão (*push botton*) ligar/desligar;
- Desligar alimentação do controle;
- Desligar fonte de alimentação;
- Desconectar umbilical da caixa de controle.

A Figura 4.33 ilustra a interface entre a plataforma do foguete e os equipamentos de controle e aquisição de dados por telemetria.

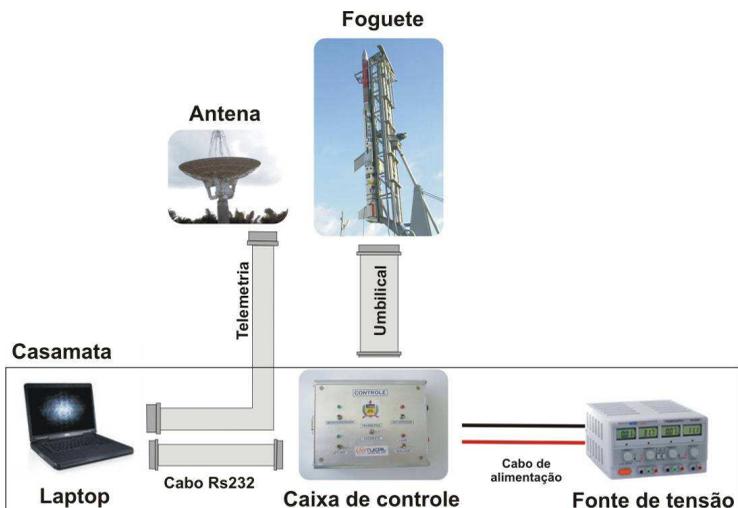


Figura 4.33: Esquemático da conexão entre os equipamentos.

### 4.6.5 Ensaios de Ambientais de Aceitação

Para se obter aptidão para voo a bordo de um foguete de sondagem, os experimentos precisam passar por uma batelada de ensaios de qualificação listados a seguir:

- Ensaio funcional – visa verificar a integridade operacional e funcional do experimento;
- Ensaio de ciclo térmico - visa identificar eventuais falhas na fabricação e montagem de sistemas eletrônicos por meio de variações térmicas cíclicas (ver Figura 4.34). Parâmetros do ensaio:
  - Temperatura inferior: 0°C;
  - Temperatura superior: 65°C;
  - Transiente de Temperatura: 2°C/min;
  - Tempo em cada patamar: 2 h.
- Ensaio em vibração senoidal - visa avaliar a estrutura e pontos de fixação, elaborar diagnósticos, e determinar qualquer condição ressonante que poderá resultar em falha no voo ou no ensaio de vibração aleatória (ver Figura 4.35);
- Ensaio em vibração aleatória - visa verificar se o experimento resiste às condições de vibração dos níveis de projeto. Neste ensaio é aplicado o nível de aceitação para equipamento embarcado.

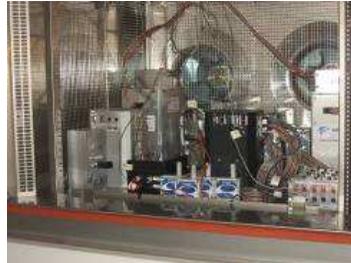


Figura 4.34: Ensaios de ciclo térmico no IAE – São José dos Campos/SP.



Figura 4.35: Ensaios em vibração senoidal no IAE – São José dos Campos/SP.

## 4.7 EXPERIMENTO COM MINITUBO DE CALOR INSERIDO EM UM *LAPTOP*

O propósito de se testar um minitubo de calor em um computador portátil é avaliar desempenho térmico do dispositivo em uma situação real de uso. Nesta condição, nem todas as variáveis podem ser controladas e o desempenho do tubo pode ser alterado. Nas seções a seguir serão apresentados os detalhes do projeto para a utilização de um minitubo de calor híbrido como componente de um trocador de calor em um computador portátil.

### 4.7.1 *Laptop* Escolhido para os Testes

Atualmente há no mercado diversas marcas, tamanhos e configurações de computadores portáteis do tipo *laptop*. Com isso, várias formas e tamanhos de tubos de calor são utilizados para o controle térmico de processadores. Como já comentado, o *laptop* escolhido é o modelo *Thinkpad X200* da marca *IBM LeNovo*<sup>®</sup>. Trata-se de um computador com processador *Centrino duo core* com monitor de 12 polegadas, conforme pode ser visto na Figura 4.36. Além do tubo de calor original foram comprados mais três conjuntos contendo o tubo de calor e ventilador.



Figura 4.36: *Laptop* utilizado nos testes.

Este computador vem equipado com um tubo de calor de cobre em formato de “S” carregado com água destilada. Sua estrutura capilar é constituída por 72 ranhuras em formato de “U” medindo aproximadamente 250  $\mu\text{m}$  de altura por 250  $\mu\text{m}$  de largura. Suas

dimensões totais são  $150 \times 12 \times 3,6 \text{ mm}^3$ . Seu condensador possui 50 mm de comprimento e é constituído por aletas de cobre soldadas por estanho. O calor é dissipado por convecção forçada por meio de um miniventilador de 5 V. Possui dois evaporadores localizados um sobre a placa de vídeo e outro sobre o processador que são fixados por chapas de cobre de 30 mm de comprimento por 30 mm de largura sobre a placa mãe. Outro detalhe importante sobre a geometria do tubo de calor original é quanto a sua planicidade. Há duas dobras próximas ao condensador que proporcionam um desnível de 6 mm entre o evaporador e condensador. Quando inserido no computador a seção do condensador fica localizada abaixo da seção do evaporador, dificultando ainda mais o bombeamento capilar devido a ação da gravidade. A Figura 4.37 ilustra a seção transversal do tubo de calor original, o desnível entre condensador e evaporador, bem como sua localização no interior do computador.

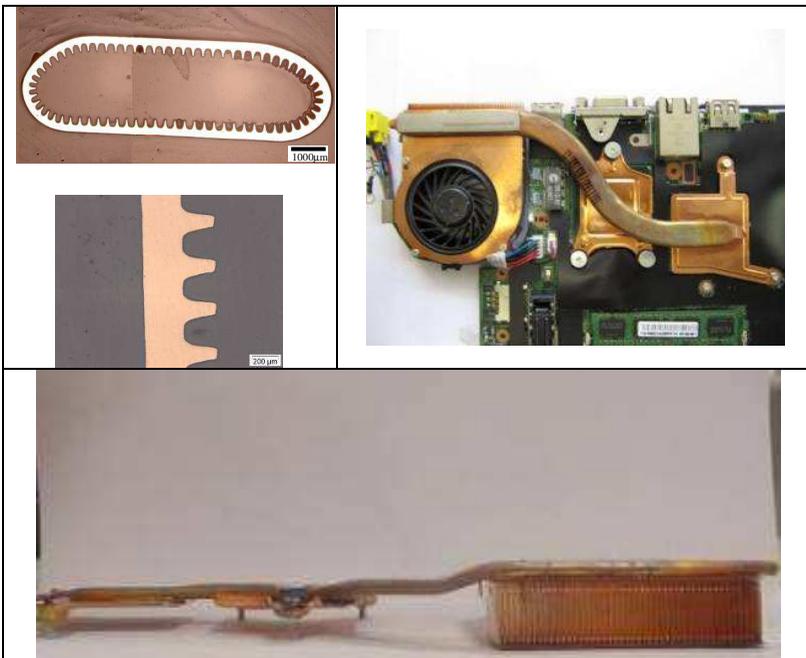


Figura 4.37: Seção transversal e local de instalação dentro do *laptop*.

### 4.7.2 Bancada de Testes Iniciais

Antes do novo tubo de calor ser inserido no computador, um conjunto com tubo de calor original foi testado fora do compartimento do computador. Para tanto, foi construído, nos laboratórios da NASA, um aparato de teste constituído por uma caixa de alumínio (ver Figura 4.38) com a mesma altura do laptop, simulando assim, as condições de confinamento e restrição de fluxo de ar.



Figura 4.38: Caixa de alumínio para testes do minitubo de calor híbrido.

Para os testes do minitubo de calor na caixa de alumínio foram confeccionados dois blocos aquecedores, um para cada evaporador, simulando o processador e a placa de vídeo do laptop. Estes blocos foram usinados de tal maneira a acomodar uma resistência de cartucho de 38 mm de comprimento por 1/8 de polegada de diâmetro, modelo *Watlow 50*. A área de contato do tubo como o bloco era pequena nos dois casos, similar a área dos processadores do computador, como pode

ser visto na Figura 4.39. Para garantir melhor contato entre os blocos e o minitubo, foi usada uma fina camada de pasta térmica Omegatherm 201®. Para a correta fixação, foram utilizadas as mesmas furações do sistema de fixação do tubo de calor original. Placas de fibra de vidro laminadas foram empregadas como suporte na fixação dos blocos aquecedores ao minitubo.

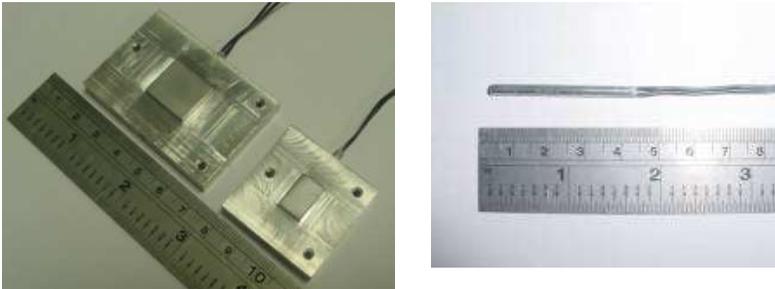


Figura 4.39: Blocos aquecedores e resistência de cartucho.

O calor foi removido através de convecção forçada utilizando aletas de cobre e um miniventilador de 5 V e 340 mA original do computador.

#### 4.7.3 Montagem do Minitubo na Configuração do *Laptop*

Para a utilização como trocador de calor no *laptop* selecionado, o minitubo de calor híbrido foi primeiramente testado em bancada experimental, como mencionado na Seção 4.3. Porém, além destes testes, foi necessário avaliar seu desempenho térmico na configuração do computador, ou seja, com as aletas e os dispositivos de fixação instalados.

Para a fixação destes componentes na posição exata da configuração do *laptop*, foi desenvolvido um gabarito sobre uma placa de alumínio. Usando o tubo de calor original do computador foram marcadas as posições de fixação. Após este passo, as aletas de cobre e as partes de fixação foram removidas do tubo de calor original para serem soldadas no minitubo de calor híbrido.

Antes de ser aquecido para a soldagem das partes de fixação, o minitubo de calor híbrido foi evacuado e seu capilar de carregamento lacrado. Tal medida foi adotada para evitar a oxidação do interior do tubo durante o processo de soldagem com estanho.

Com as partes posicionadas sobre o gabarito, a placa de alumínio foi colocada sobre aquecedor com temperatura controlável, como pode ser visto na Figura 4.40. A utilização de parafusos garantiu o posicionamento adequado e a pressão necessária para a soldagem dos componentes no tubo.

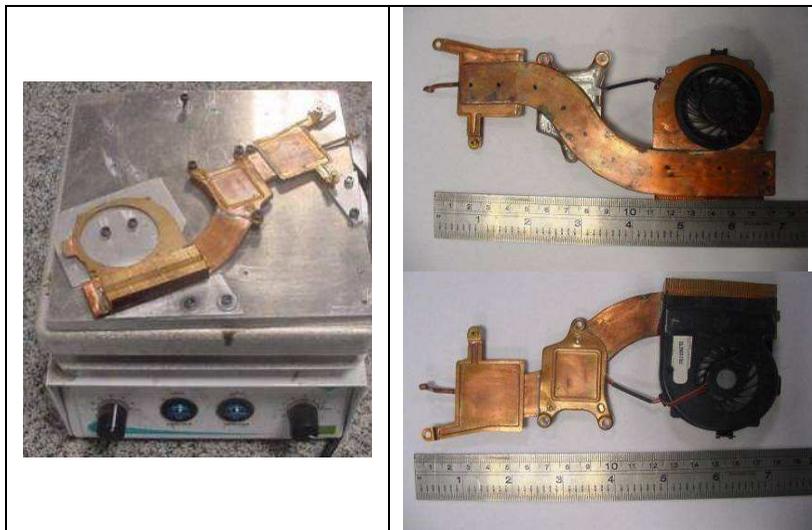


Figura 4.40: Gabarito para a montagem dos componentes de fixação sobre o minitubo e o minitubo híbrido após a soldagem.

#### 4.7.4 Instalação do Minitubo de Calor Híbrido no Laptop

Antes da instalação do minitubo de calor híbrido no computador, o tubo de calor foi testado na sua configuração original. Para a instalação dos termopares sobre o tubo de calor, o *laptop* foi desmontado seguindo as orientações do manual de instrução. Termopares do tipo T, da marca Omega modelo TT-T-40, foram posicionado da mesma forma que nos tubos testados em bancada, conforme Figura 4.15 (a). Os termopares foram arranjados de maneira a não interferi no fluxo de ar e nem no encaixe no dispositivo no computador, sendo conectados a um sistema de aquisição da *National Instruments*<sup>®</sup> modelo SCX 1000 (ver Figura 4.41 (a)). Um orifício de 6 mm diâmetro foi feito na carcaça de alumínio do computador para permitir a passagem da cablagem dos termopares, como ilustrado na Figura 4.41 (b). A bancada de testes pode ser vista na Figura 4.41 (c).

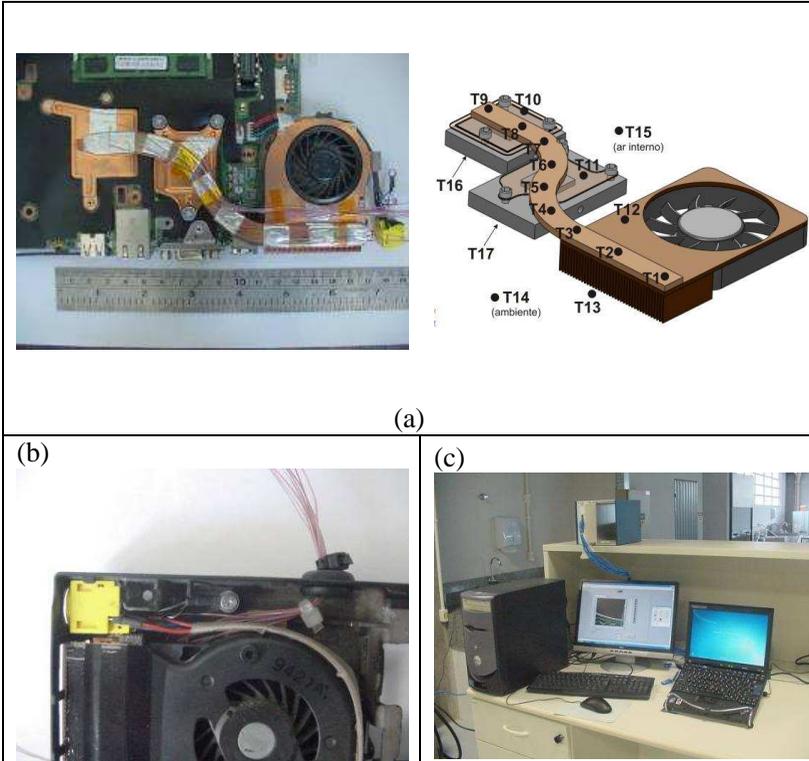


Figura 4.41: (a) Posicionamento dos termopares, (b) detalhe da cablagem dos termopares e (c) bancada de testes.

Após a realização dos testes com o minitubo de calor híbrido na caixa de alumínio e a comprovação de seu funcionamento, o dispositivo foi instalado no *laptop* escolhido. O computador foi desmontado novamente e tubo de calor original removido e substituído pelo minitubo de calor híbrido. Apesar de o tubo híbrido ser mais longo que o tubo de calor original, não houve grandes problemas na sua acomodação dentro do equipamento. A Figura 4.42 ilustra o posicionamento do minitubo de calor híbrido sobre a placa-mãe do computador.



Figura 4.42: Tubo de calor híbrido acoplado à placa mãe.

#### 4.8 ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

As incertezas experimentais estão associadas às incertezas dos sensores de temperatura, do sistema de aquisição de sinais e da fonte de corrente contínua que fornece energia ao aparato experimental.

Tanto o sistema de aquisição de sinais de temperatura usado em laboratório quanto o módulo do experimento em microgravidade foram calibrados utilizando um banho térmico, onde a temperatura de referência padrão foi um termômetro de bulbo da marca Omega® com subdivisão de  $0,1^{\circ}\text{C}$ , considerando um padrão secundário.

A faixa de temperatura usada para a calibração foi de  $20^{\circ}\text{C}$  a  $90^{\circ}\text{C}$ . Desta forma, a incerteza de medição dos termopares e do sistema de aquisição de sinais em conjunto para o experimento em laboratório e para o módulo experimental em microgravidade foi determinada. Maiores detalhes para o cálculo das incertezas podem ser vistos no Apêndice D.

Para a bancada em laboratório, a maior incerteza obtida foi de  $\pm 0,6^{\circ}\text{C}$ . Para o módulo experimental de microgravidade o valor obtido foi de  $\pm 1,1^{\circ}\text{C}$ .

Para a determinação da incerteza da medição da potência elétrica obtida a partir dos resistores, foi utilizado o método de propagação de erros. O Apêndice D apresenta estes cálculos. Observa-se que a maior incerteza experimental para o taxa de transferência de calor imposta ao minitubo fios-placas é inferior a 3% no caso do experimento em laboratório, e aproximadamente 8% para o experimento em microgravidade. Este mesmo procedimento foi aplicado para a determinação das incertezas nas medidas das resistências térmicas dos minitubos de calor, conforme será mostrado adiante neste trabalho.

#### 4.9 CONCLUSÕES

Neste capítulo foram apresentados os processos de fabricação empregados na construção de cinco tipos de estrutura capilar para minitubos de calor, conforme Tabela 4.1. Duas configurações geométricas foram propostas: uma reta e outra em formato de “S”. A configuração em “S” foi construída como o objetivo de adequar um minitubo de calor produzido no LABTUCAL a um computador portátil.

Quatro aparatos experimentais foram desenvolvidos para avaliar, medir e caracterizar o desempenho dos diferentes minitubos:

- Bancada para a caracterização dos meios porosos utilizados
- Bancada universal para testes em laboratório.
- Experimento em microgravidade, onde três tipos de minitubos de calor foram testados a bordo de um foguete de sondagem.
- Experimento com um minitubo de calor híbrido em “S” equipando um computador portátil.

Por fim, um procedimento experimental para a construção, limpeza, carregamento e teste foi proposto. Os resultados dos testes realizados como estas bancadas, bem como os resultados dos modelos matemáticos e a sua validação serão apresentados a seguir.

## CAPÍTULO 5

### ANÁLISE DE RESULTADOS

Os resultados dos testes experimentais descritos no capítulo anterior, bem como os resultados da análise teórica são apresentados a seguir.

Diversos testes foram realizados em bancadas experimentais no laboratório e em ambiente de microgravidade, mas somente aqueles que apresentaram resultados importantes são expostos neste capítulo.

Primeiramente, serão apresentados os resultados da caracterização do meio poroso sinterizado. Em seguida, serão apresentados os resultados dos modelos matemáticos e os resultados experimentais dos testes em laboratório, em regime permanente, obtidos para os minitubos de calor carregados com dois fluidos de trabalho diferentes: água e metanol. Os dados teóricos são comparados com resultados experimentais para a validação do modelo matemático.

Por fim, são apresentados os resultados obtidos nos testes em microgravidade e sua comparação com os resultados em gravidade.

#### 5.1 RESULTADOS DA CARACTERIZAÇÃO DO MEIO POROSO SINTERIZADO

Nesta seção serão apresentados os resultados dos testes de caracterização do elemento poroso. Os valores obtidos nestes testes como: porosidade, permeabilidade e diâmetro crítico foram utilizados com parâmetros de entrada para a solução do modelo matemático.

##### 5.1.1 Tipos de Pós Metálicos

Com o intuito de se comparar qualitativamente aspectos das estruturas porosas foram obtidas algumas imagens através de um microscópio ótico de luz transmitida Leica, modelo DM 4000M e também através de microscopia eletrônica de varredura (MEV) por meio de uma parceria entre o LABTUCAL e o LABMAT da Universidade Federal de Santa Catarina.

O MEV foi utilizado para a obtenção das imagens dos quatro tipos de pós metálicos: PAM, PAQ, PAC e PAF. Eles foram depositados sobre uma placa condutora onde as imagens foram feitas (Santos, 2011).

Na Figura 5.1 são apresentadas as imagens obtidas através de MEV dos quatro tipos de pós metálicos caracterizados, com um aumento de 200 vezes.

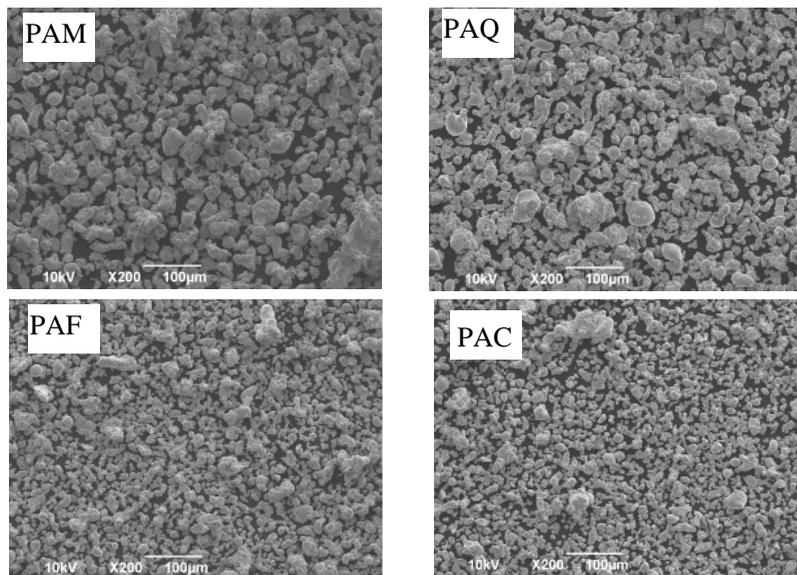


Figura 5.1: Quatro tipos de pós metálicos de cobre.

Para a análise das superfícies sinterizadas foram fabricadas amostras de cada tipo de pó. As amostras foram preparadas utilizando técnicas metalográficas para posterior aquisição de imagens. Primeiramente elas foram embutidas em resina epóxi sendo posteriormente cortadas e lixadas. Na Figura 5.2 são apresentadas algumas destas imagens de cortes transversais de amostras utilizadas no processo de caracterização. As regiões escuras representam os poros, enquanto que as regiões claras representam a estrutura de cobre. As imagens possuem um aumento de 20 vezes.

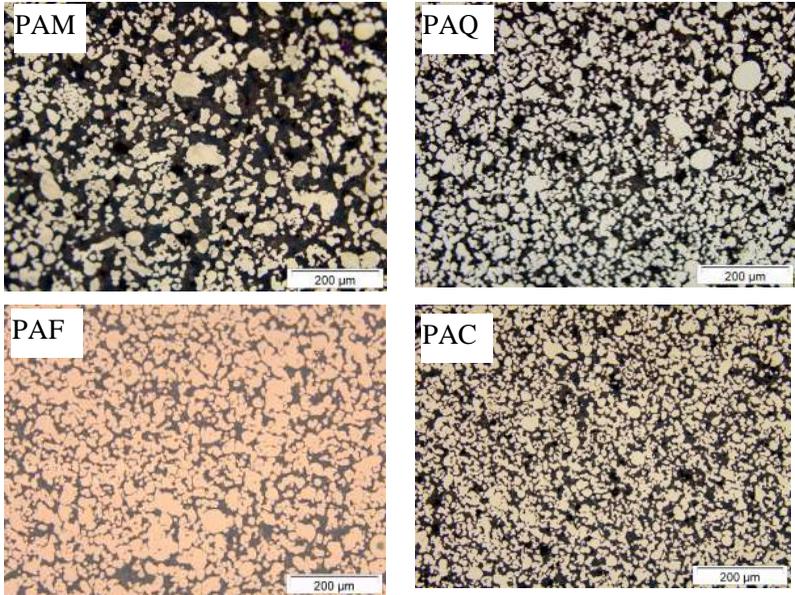


Figura 5.2: Amostras de estrutura porosas de cobre sinterizadas.

### 5.1.2 Determinação da Porosidade – Princípio de Arquimedes

Através da medição massa “seca”,  $m_s$ , e da massa “molhada”,  $m_m$ , pode-se determinar a densidade aparente da amostra através do princípio de Arquimedes.

$$\rho_a = \frac{m_s}{m_s - m_m} (\rho_l - \rho_{ar}) + \rho_{ar} \quad (5.1)$$

onde  $\rho_a$ ,  $\rho_l$  e  $\rho_{ar}$  são respectivamente as densidades aparente, do líquido em que a amostra foi submersa e do ar ( $0,0012 \text{ g/cm}^3$ ) medidas na temperatura de  $23^\circ\text{C}$ .

A porosidade total,  $\varepsilon$ , foi então calculada através da expressão:

$$\varepsilon = \left( 1 - \left[ \frac{\rho_a}{\rho_s} \right] \right) 100 \quad (5.2)$$

A Tabela 5.1 mostra os resultados de uma amostra para cada tipo de pó.

Tabela 5.1: Densidade aparente e porosidade.

Tipo de pó	$\mathcal{E}$ (%)
PAM	52,03 ± 0,71
PAQ	49,46 ± 0,60
PAF	42,62 ± 0,85
PAC	41,31 ± 0,68

### 5.1.3 Determinação de Diâmetro Crítico – Extrusão Capilar

A determinação do diâmetro crítico do meio poroso está fortemente relacionado a determinação da pressão capilar. A equação de Young-Laplace (3.4), que rege a relação destas duas variáveis, foi rearranjada de forma que a única incógnita fosse o diâmetro crítico.

$$d_c = \frac{4\sigma \cos \alpha}{P_g - \rho_l g h} \quad (5.3)$$

onde  $\sigma$ ,  $\alpha$ ,  $h$  e  $P_g$ , são, respectivamente, a tensão superficial obtida para água na temperatura ambiente (22°C), o ângulo de contato, igual a zero, assumido perfeito molhamento, a altura da coluna de água (25,4 mm) e a pressão aplicada sobre o meio poroso obtida por meio do transdutor de pressão.

Na Tabela 5.2 estão ilustrados os valores médios obtidos para o diâmetro crítico de quatro diferentes tipos de pós. Além disso, os valores dos diâmetros médios das partículas obtido através de granulometria para os quatro tipos de pós (ver Anexo A) são apresentados.

Tabela 5.2: Pressão capilar, diâmetro crítico e diâmetro médio das partículas para os diferentes tipos de pó.

Tipo de pó	$\Delta P_{cap}$ (Pa)	$d_c$ (m)	$d_p$ (m)
PAM	7603 ± 128	39,40E-06 ± 0,32	49,04E-06
PAQ	9811 ± 105	30,30E-06 ± 0,33	37,78E-06
PAF	15560 ± 147	18,92E-06 ± 0,13	24,74E-06
PAC	17883 ± 135	16,46E-06 ± 0,23	20,89E-06

### 5.1.4 Determinação de Permeabilidade

A Figura 5.3 apresenta os dados experimentais da variação de pressão para gases incompressíveis em função da velocidade do escoamento para os diferentes tipos de pós utilizados. O pó do tipo PAM apresentou uma perda menor do que o tipo PAQ, que, por sua vez, foi menor do que o tipo PAF, para uma mesma velocidade de escoamento do fluido. Este comportamento pode ser justificado pelo tamanho dos diâmetros críticos e pelas porosidades obtidas nos testes anteriores. O pó do tipo PAM possui a maior porosidade, 52%, e o maior diâmetro crítico, 40  $\mu\text{m}$ . Com isso, o fluido pode escoar mais facilmente no interior dos poros.

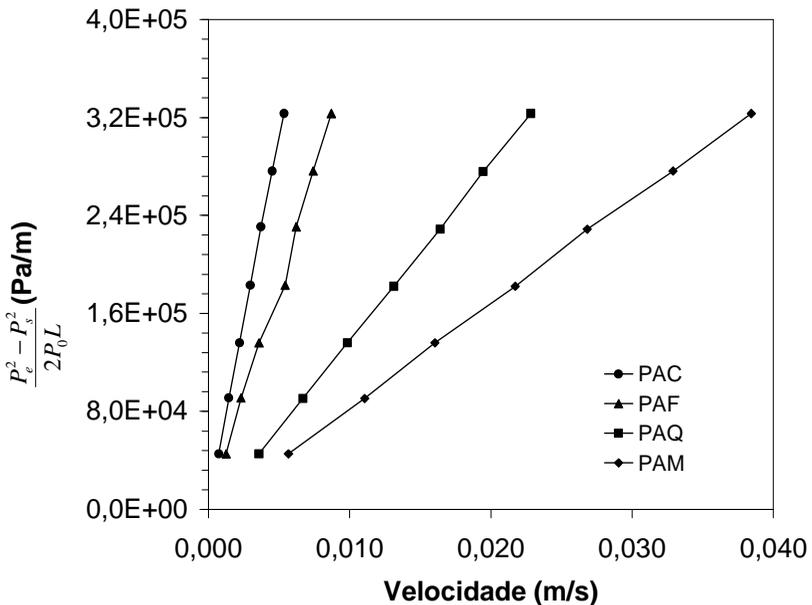


Figura 5.3: Resultados dos ensaios de permeabilidade para os quatro tipos de pós.

Segundo Innocentini *et al.* (2001a), as constantes de permeabilidade, propriedades que dependem apenas do meio poroso, podem ser obtidas por ajuste dos valores experimentais de velocidade versus perda de pressão, conforme Equação (A.17) através do método dos mínimos quadrados. Todas as medidas de vazão e pressão em cada ensaio foram realizadas em tréplica para verificar a reprodutibilidade

dos valores. Cada amostra foi analisada uma vez, fornecendo apenas uma curva de permeabilidade. Os valores experimentais de  $K_1$  e  $K_2$  obtidos pela equação Forchheimer (ver Apêndice A.7) e de  $K$  obtido pela equação de Darcy para gases compressíveis são apresentados na Tabela 5.3.

Tabela 5.3: Valores de permeabilidade obtidos através da equação de Forchheimer e Darcy.

Tipo de pó	Experimental			Teórico
	Forchheimer		Darcy	Blake-Kozeny (A.22)
	$K_1$ (m <sup>2</sup> ) Darciniana	$K_2$ (m) Não-Darciniana	$K$ (m <sup>2</sup> )	$K$ (m <sup>2</sup> )
PAM	2,69E-12	1,05E-06	2,70E-12	9,82E-12
PAQ	1,69E-12	4,22E-08	1,64E-12	4,51E-12
PAF	6,26E-13	1,36E-08	6,10E-13	9,59E-13
PAC	3,56E-13	3,17E-09	3,66E-13	5,95E-13

A diferença entre as equações de Darcy e Forchheimer é a capacidade de previsão da permeabilidade em condições diferentes das usadas no ajuste das curvas. Somente a equação de Forchheimer considera os efeitos cinéticos (parabólicos) que efetivamente ocorrem na interação sólido-fluido, com o aumento da velocidade. O método de Darcy, por outro lado, sempre superestima a permeabilidade acima do intervalo de dados do ajuste. Como pode ser visto na Tabela 5.3, há apenas uma pequena diferença entre os termos darcinianos obtidos pelas equações de Forchheimer e Darcy. Na Figura 5.3 pode-se constatar que as curvas apresentam comportamento linear para a faixa e velocidade em questão. Ainda na Tabela 5.3 pode-se observar que os valores obtidos pela equação de Blake-Kozeny (A.22) são superiores aos valores obtidos experimentalmente para os quatro tipos de pós metálicos analisados. Isto ocorre, principalmente, pelo fato da constante utilizada na equação ser válida para esferas compactadas, o que difere da característica geométrica das partículas sinterizadas.

Para se determinar a faixa de velocidade do líquido no meio poroso e assim se obter o regime de escoamento do líquido, o número de Reynolds intersticial baseado na potência aplicada foi determinado (Berti, 2008), conforme a equação (A.20). Admitiu-se, para isso, que a potência de trabalho de um tubo carregado com água destilada ou metanol variou de 5 a 50 W com uma temperatura de 50 °C.

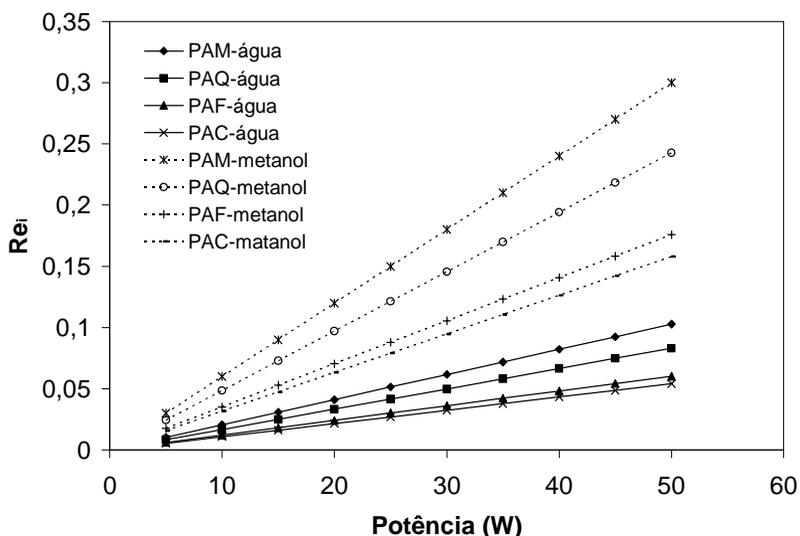


Figura 5.4: Número de Reynolds em função da potência aplicada para os diferentes tipos de pós.

Conforme observado na Figura 5.4, o número de Reynolds é menor que uma unidade para a faixa de trabalho investigada. Com isso, o regime de escoamento para esta faixa é laminar, desprezando-se assim os efeitos inerciais.

## 5.2 RESULTADOS TEÓRICOS

Frente às muitas opções de modelagem e a ampla gama de resultados experimentais obtidos, optou-se por apresentar neste capítulo apenas os resultados teóricos mais expressivos. Primeiramente serão apresentados os resultados do modelo hidrodinâmico e em seguida os resultados do modelo térmico.

## 5.2.1 Resultados do Modelo Hidrodinâmico

As principais variáveis calculadas pelo modelo hidrodinâmico para um determinado fluxo de calor em um minitubo são: o raio de curvatura do menisco, para o caso dos minitubos fios-placas, pressão e velocidade das fases líquida e vapor.

Serão apresentados a seguir os resultados referentes à modelagem dos minitubos fios-placas e híbridos retos com espessura de 2,7 mm. Os minitubos de calor em “S” apresentam o mesmo o comportamento em termos de distribuição de pressão e de perfis de velocidades e raio do menisco e, sendo assim, não serão apresentados aqui. A comparação com os resultados experimentais é apresentada em a seguir.

### 5.2.1.1 Variação do raio do menisco

Como apresentado Figura 5.5, a curvatura do raio no menisco varia continuamente ao longo do tubo, proporcionando a força motriz que provoca o transporte de líquido do condensador ao evaporador. Esta força deve ser necessariamente igual ou superior a todas as quedas de pressão ao longo do tubo.

O raio do menisco varia em função da posição axial e também devido ao fluxo de calor imposto no evaporador. Na seção do condensador, em  $x = L$ , o raio do menisco possui o seu valor máximo estabelecido pela relação geométrica da Equação (3.36). Na seção adiabática não ocorre o processo de evaporação e a diminuição do raio do menisco é causada pelo aumento da velocidade do líquido. Para a máxima capacidade de transferência de calor, que corresponde ao limite capilar, o raio do menisco deve possuir o menor valor possível no final da seção do evaporador, em  $x = 0$ , estabelecendo-se assim, o limite de secagem teórico de um minitubo de calor. A determinação deste parâmetro é difícil, devido ao processo evaporativo do líquido na ranhura. Alguns autores como Babin *et al.* (1990), Cotter (1984) e Hopkins *et al.* (1999) estimaram o raio mínimo do menisco em minitubos de calor de diferentes maneiras, contudo nenhum método geral foi desenvolvido para calcular seu valor. Neste trabalho, admitiu-se um raio mínimo  $r_{c,\min} = 100 \mu m$ , com base nos estudos de Wang e Peterson (2002) e Launay *et al.* (2004a) por apresentar geometria semelhante. A partir deste valor, qualquer acréscimo no fluxo de calor implica na divergência do modelo.

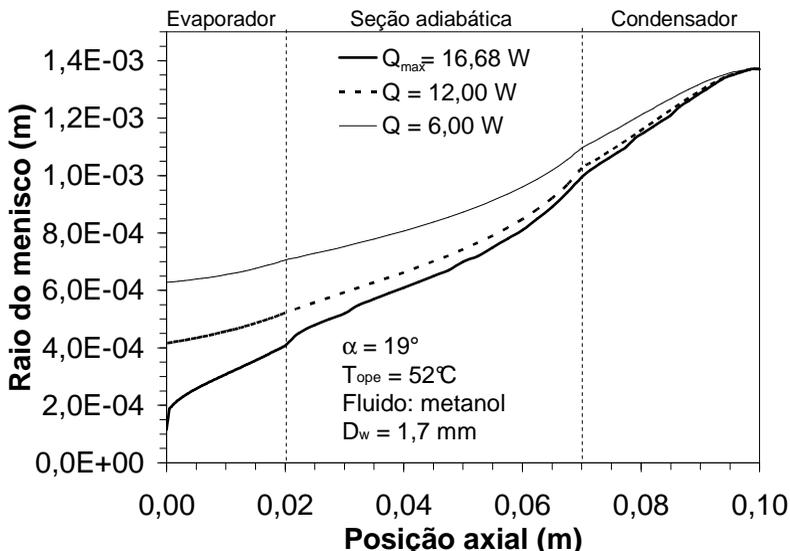


Figura 5.5: Variação do raio do menisco no minitubo de calor fios-placas.

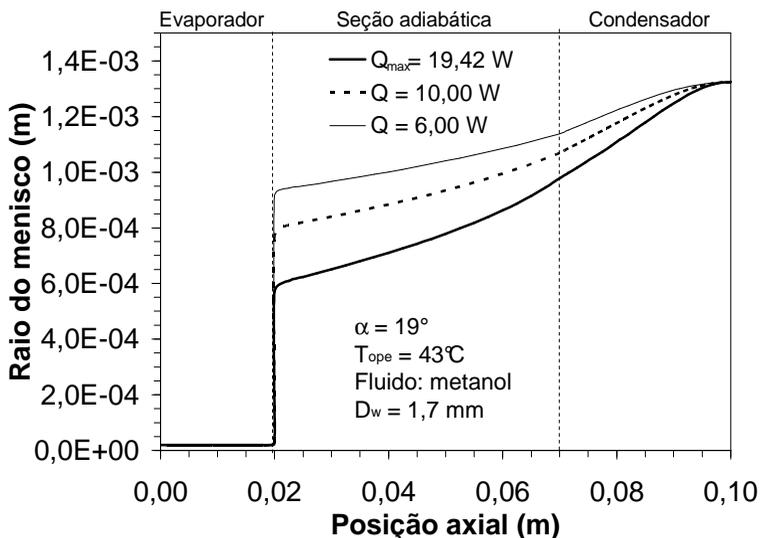


Figura 5.6: Variação do raio do menisco no minitubo de calor híbrido.

Para o caso do minitubo de calor híbrido, cuja variação do raio do menisco é apresentada na Figura 5.6, há uma acentuada queda em consequência da presença de material poroso na seção do evaporador.

Considerando a complexidade de análise relacionada à estrutura porosa capilar, nessa seção o raio do menisco foi considerado constante e igual ao raio do poro.

### 5.2.1.2 Distribuição de pressão

Na Figura 5.7 pode ser vista a distribuição de pressão de líquido e vapor para o minitubo de calor fios-placas reto carregado com metanol. São apresentados três perfis de distribuição de pressão para cada fase, que variam devido à taxa de transferência de calor imposta no minitubo. A queda de pressão do vapor é bem mesmo significativa do que a do líquido ao longo do tubo. Especialmente na seção do evaporador, esta queda é mais acentuada à medida que se aumenta o fluxo de calor. Com isso, o fluxo evaporativo também aumenta e a área da seção transversal de líquido é reduzida, aumentando deste modo as forças de atrito entre a parede do tubo e o líquido.

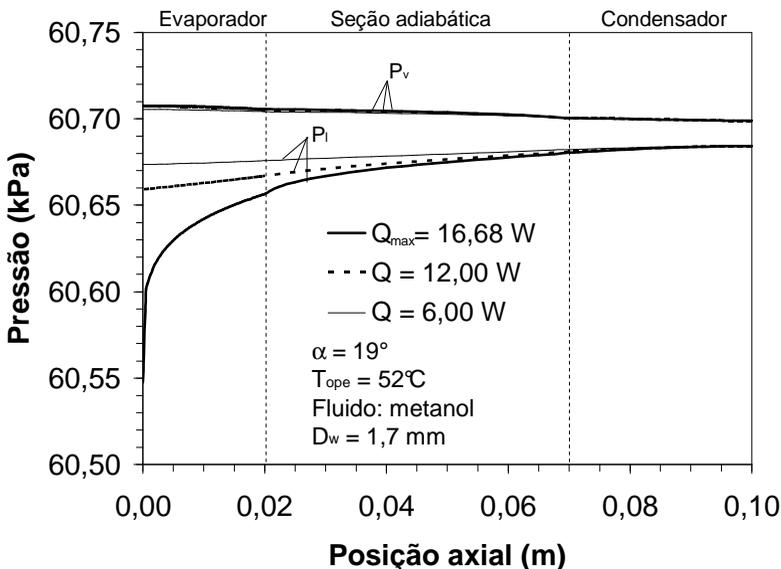


Figura 5.7: Distribuição da pressão do líquido e vapor por canal para o minitubo de calor fios-placas reto.

A distribuição de pressão do minitubo de calor híbrido é apresentada na Figura 5.8 para três valores de potência. Como pode ser visto, na seção do evaporador, a elevada queda de pressão é causada

pela presença no material poroso, que proporciona uma elevada perda de carga no escoamento da fase líquida. Por outro lado, a distribuição de pressão do vapor não apresenta variações elevadas.

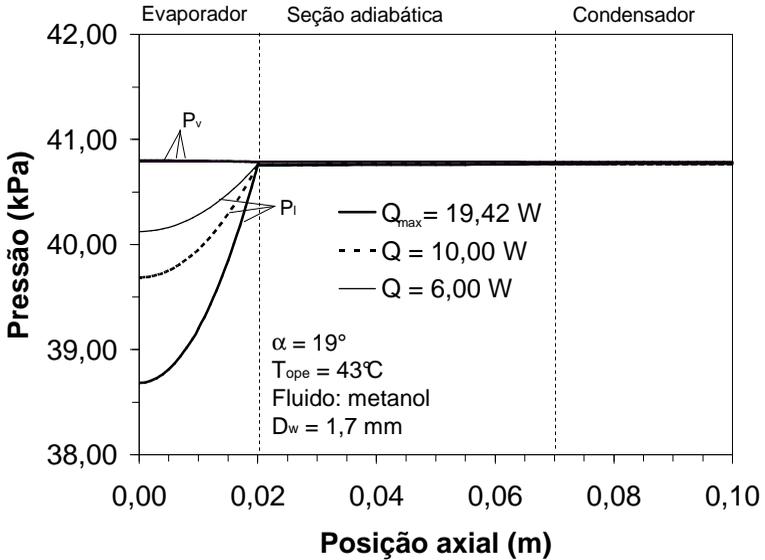


Figura 5.8: Distribuição da pressão do líquido e vapor por canal para o minitubo de calor híbrido reto.

As quedas de pressão do vapor do final evaporador ao final do condensador para os dois tubos estudados são relativamente pequenas. Consequentemente a variação da temperatura do vapor também é pequena. Esta virtual uniformidade ao longo da direção axial dos tubos mostra consistência com a hipótese de temperatura de operação uniforme e propriedades constantes do fluido de trabalho.

### 5.2.1.3 Perfis de velocidade do líquido e do vapor

Os perfis de velocidade do líquido e do vapor são determinados pela transferência de massa que ocorre no interior do tubo, em consequência dos processos de mudança de fase, e pela variação das áreas de seção transversal. Na Figura 5.9 é apresentada a variação da velocidade de líquido ao longo do minitubo de calor fios-placas para três taxas de aquecimento. Partindo do final do condensador, a velocidade

do líquido aumenta até a interface da seção adiabática- evaporador para as três potências estudadas. A partir deste ponto há duas situações. Para as potências abaixo do limite capilar (16,68 W), a velocidade do líquido diminui devido à variação da taxa de fluxo de massa ser maior do que a variação da área de seção transversal do líquido. A segunda situação ocorre para a condição de limite capilar. Neste caso, o intenso aumento de velocidade à medida que  $x \rightarrow 0$  é determinado pela forte diminuição da área de seção transversal. Este mesmo comportamento foi verificado por Launay *et al.* (2004) e Hung *et al.* (2011). Na seção adiabática, a taxas de fluxo de massa dos dois escoamentos são iguais e constantes, mas a redução do raio de curvatura do condensador para o evaporador também reduz a área da seção transversal do líquido, aumentando a sua velocidade.

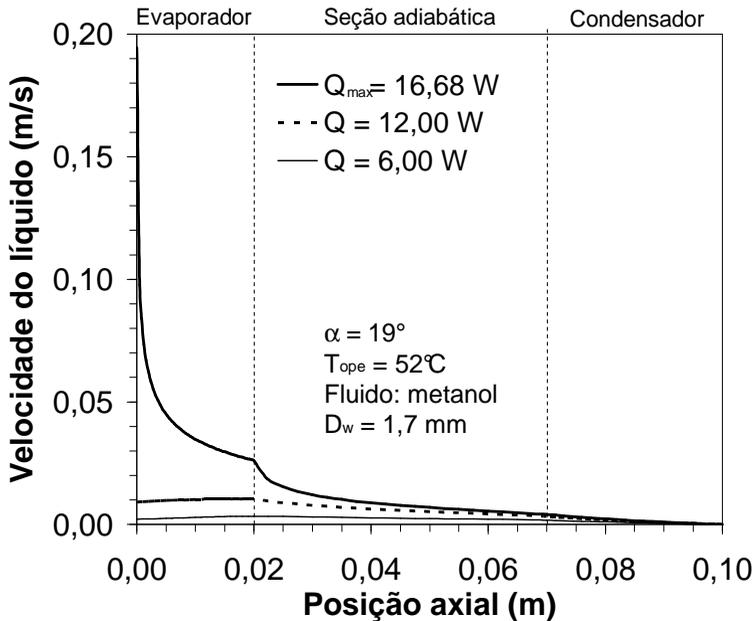


Figura 5.9: Perfil de velocidade da fase líquida para o minitubo fios-placas.

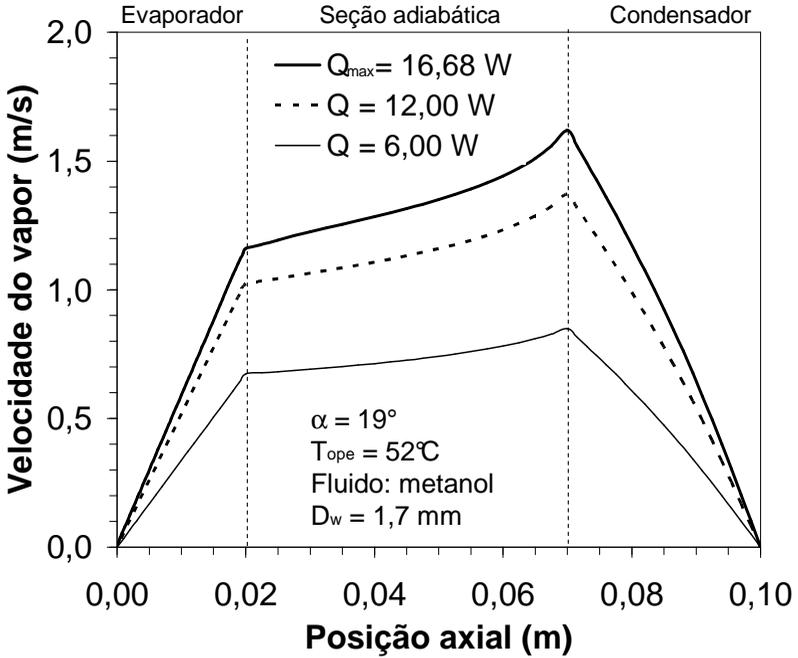


Figura 5.10: Perfil de velocidade da fase de vapor para o minitubo fios-placas.

A Figura 5.10 descreve o perfil de velocidade da fase vapor para o minitubo fios-placas. Observa-se que a velocidade de vapor é muito maior do que a velocidade do líquido apresentada na figura acima. Esta disparidade é atribuída a diferença de densidade entre as duas fases. Devido à adição de massa e redução da seção transversal da fase de vapor, a velocidade do vapor aumenta linearmente do evaporador para a seção adiabática. Na seção adiabática a área de vapor diminui à medida que o escoamento se desloca para o condensador, aumentando a velocidade do vapor. Com a condensação no condensador, o vapor desacelera até o final do condensador.

Para o minitubo de calor híbrido, o perfil de velocidade de líquido na seção adiabática e do condensador possui o mesmo comportamento do minitubo fios-placas, como pode ser visto na Figura 5.11. Já na seção do evaporador, há uma queda súbita da velocidade do líquido na interface seção adiabática- evaporador, onde há a transição da estrutura capilar por ranhuras para a estrutura porosa sinterizada. Esse efeito é consequência da hipótese de  $r_c = r_p$  assumida para a seção do

evaporador. Quando o perfil de velocidade é comparado com a distribuição de pressão do líquido, a queda acentuada de velocidade corresponde a uma queda de pressão do líquido no meio poroso, regida pela equação de Darcy (3.47).

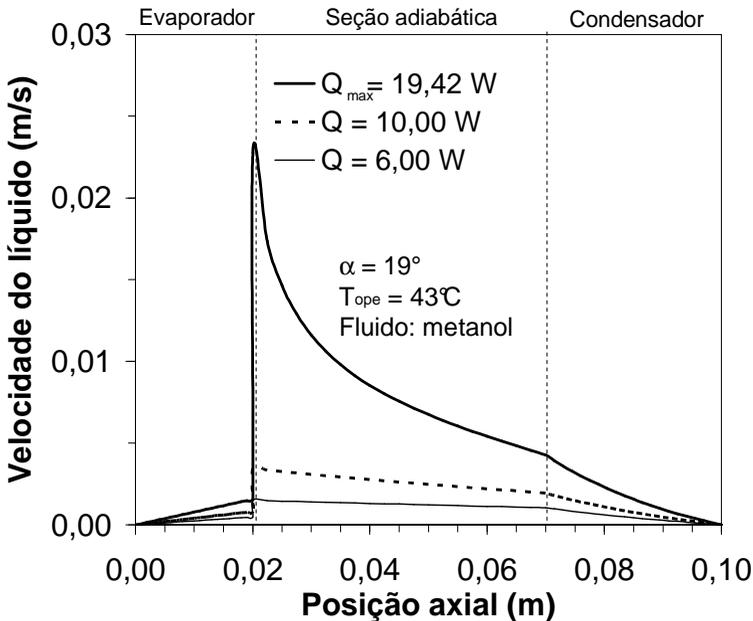


Figura 5.11: Perfil de velocidade da fase líquida para o minitubo híbrido.

Na Figura 5.12 é apresentado o perfil de velocidade do vapor para o minitubo híbrido. Da mesma forma que no caso da fase líquida, o perfil de velocidade do vapor possui o mesmo comportamento do minitubo fios-placas na seção adiabática e do condensador. Na seção do evaporador, na transição entre as duas estruturas há um repentino aumento de velocidade vapor casado pela mudança de área da seção transversal do vapor.

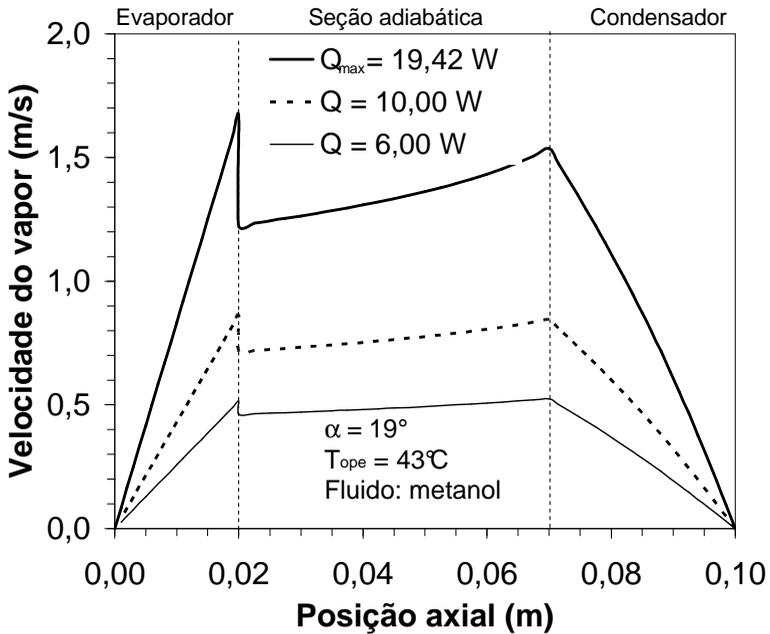


Figura 5.12: Perfil de velocidade da fase de vapor para o minitubo híbrido.

#### 5.2.1.4 Limite máximo de transferência de calor

O limite capilar, que corresponde à máxima capacidade de transporte de calor em um minitubo, é alcançado quando a força capilar gerada pela variação do raio do menisco é igual ou superior a soma das forças de atrito do líquido e do vapor. Deste modo, o raio do menisco, no final do evaporador, deve ser o menor possível, enquanto que no final do condensador deve possuir seu valor máximo. Nestas condições, o carregamento ótimo do tubo é obtido, considerando que não haja secagem completa no evaporador e que o condensador não esteja parcialmente ou completamente bloqueado por excesso de líquido.

Conforme relatado por Paiva *et al.* (2011), nos testes experimentais realizados, o limite capilar é determinado pela medição da variação de temperatura na parede no minitubo de calor. A temperatura no final do evaporador e a temperatura de operação do tubo (média das temperaturas da seção adiabática) aumentam proporcionalmente com o aumento da potência fornecida ao tubo. No ponto onde a temperatura no final do evaporador aumenta rapidamente, ocorre o início da secagem do

tubo, sendo que a potência imposta neste ponto é considerada o limite máximo de transferência de calor em um minitubo. O limite máximo de transferência de calor para várias temperaturas de operação pode ser obtido pela mudança da temperatura do banho térmico no condensador. A temperatura de operação, o diâmetro do fio, o espaçamento entre os fios e a espessura de material poroso têm um efeito significativo na capacidade máxima de transferência de calor. A comparação dos resultados teóricos e experimentais da máxima capacidade de transporte do tubo é apresentada em uma seção a seguir.

### 5.2.2 Resultados do Modelo Térmico

O modelo térmico é utilizado para calcular a variação da temperatura da parede ao longo do minitubo de calor estudado. Contudo, primeiramente é necessária a determinação das resistências térmicas transversais e longitudinais que são utilizadas como variáveis de entrada no modelo nodal. No minitubo de calor híbrido a resistência térmica transversal é regida pela condutividade térmica efetiva entre o fluido de trabalho e o meio poroso. No minitubo de calor fios-placas, o cálculo da resistência térmica transversal é mais complexo. Com o retrocesso do menisco à ranhura, a espessura do filme de líquido que compõe o menisco varia tanto no sentido longitudinal quanto no transversal.

Na Figura 5.13 pode ser observada a variação da espessura de filme de líquido ao longo da seção do condensador do minitubo de calor fios-placas reto. A altura do menisco,  $\delta$ , diminui gradualmente ao longo da seção resultando em uma redução da resistência térmica transversal. Próximo à interface com a região adiabática em  $x = 0,07$  m (coordenada longitudinal do menisco), uma seção do filme de líquido é apresentada na Figura 5.14. Para este caso, a região de transição possui um comprimento  $L_1$  de 0,085 mm. O fluxo de calor é máximo em  $s = 0$  (coordenada transversal do menisco) e diminui à medida que a espessura do filme de líquido aumenta.

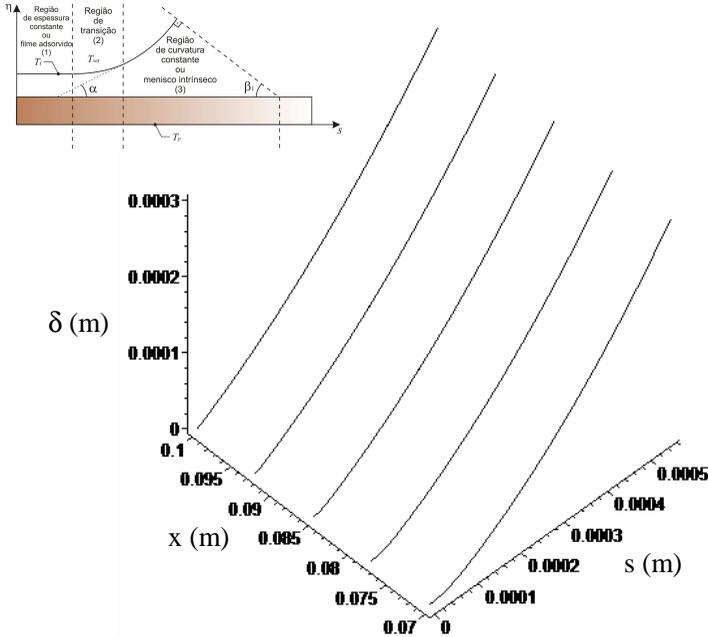


Figura 5.13: Variação da espessura do filme de líquido ao longo da seção do condensador (no detalhe, o esboço da seção transversal do menisco na região de filme fino).

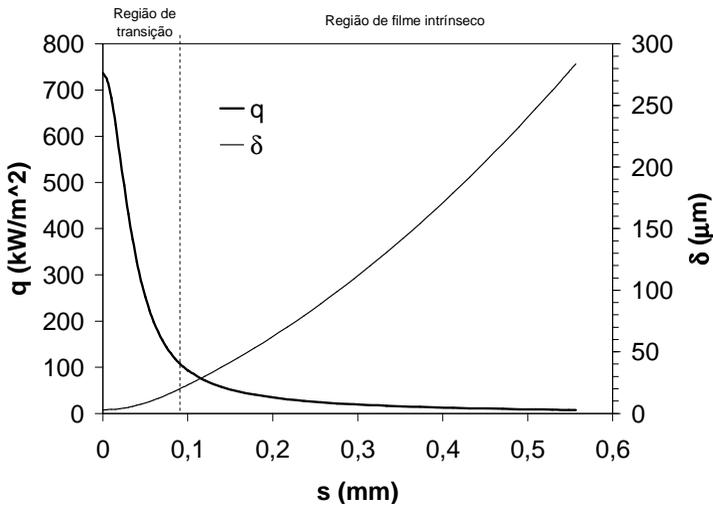


Figura 5.14: Variação da espessura de filme e do fluxo de calor em uma seção transversal do condensador.

Na região do evaporador o processo evaporativo é intenso contribuindo para uma redução mais drástica da espessura do filme de líquido, como ilustrado na Figura 5.15.

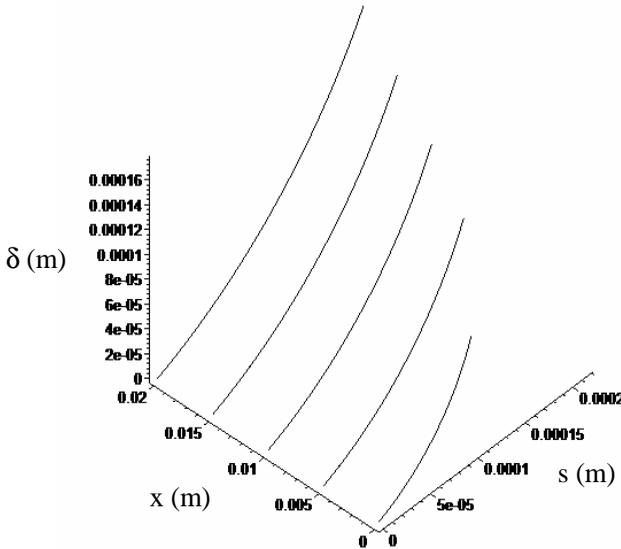


Figura 5.15: Variação da espessura de filme e do fluxo de calor em uma seção transversal do evaporador.

A Figura 5.16 apresenta o fluxo de calor e a espessura do filme de líquido em função da abscissa,  $s$ , da microregião de filme fino na seção do evaporador em  $x = 0,001\text{m}$ . Esta figura mostra que a intensidade do fluxo de calor é zero em  $s = 0$ , devido ao alto valor da pressão capilar resultante do alto valor da pressão de disjunção, o que torna impossível o processo evaporativo do líquido. A intensidade do fluxo de calor tem um aumento brusco na passagem da região de filme adsorvido para a região de transição onde o processo evaporativo é mais intenso. A partir deste ponto com o aumento da espessura  $e$ , portanto, com o aumento da resistência térmica do filme, a intensidade do fluxo de calor diminui.

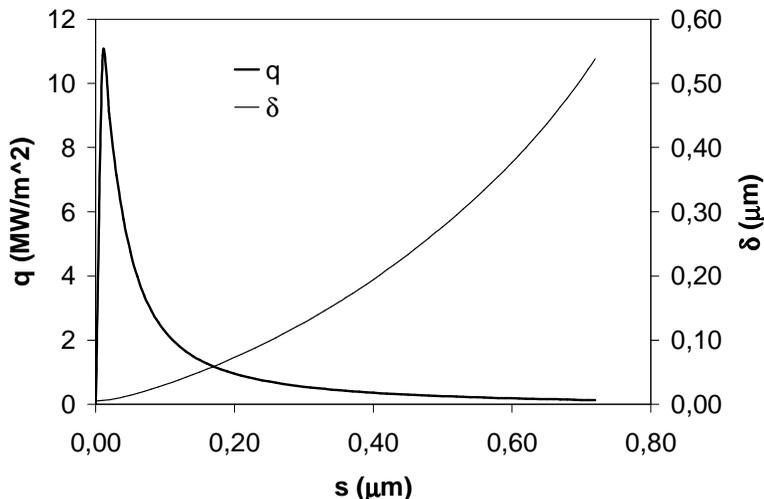


Figura 5.16: Variação da espessura de filme e do fluxo de calor na região de transição do evaporador.

A determinação da temperatura de parede no evaporador e condensador é de fundamental importância para o projeto de minitubos de calor. Através do circuito de resistências equivalentes, apresentados na Figura 3.9 (b), para a parte fios-placas dos minitubos, a resistência térmica transversal é obtida através do arranjo de doze resistências em série e paralelo. Na Figura 3.12 (b) o arranjo de quatro resistências foi utilizado para o cálculo da resistência térmica transversal da seção com material poroso sinterizado. Na Tabela 5.4 são apresentados os valores estimados de ordem de grandeza para cada uma das resistências computadas. É importante salientar que as resistências térmicas  $R_2$ ,  $R_4$ ,  $R_{10}$  e  $R_{12}$  do menisco formado pelas ranhuras fios-placas variam ao longo do tubo devido à variação da espessura do filme de líquido. Ainda para esta estrutura capilar constatou-se que as resistências térmicas  $R_3$  e  $R_{11}$  têm um papel pouco expressivo, pois são somadas a resistências de maior valor. Por fim, as resistências em série  $R_5$  e  $R_6$  atingem um valor muito elevado e quando somadas em paralelo com as demais resistências podem ser desconsideradas. Para a seção sinterizada, que possui um arranjo mais simples, apenas a resistência  $R_1$  pode ser descartada devido a seu pequeno valor quando somada a resistência térmica  $R_2$ .

Tabela 5.4: Valores comparativos para o circuito de resistências equivalentes.

<b>Fios-placas</b>		<b>Sinterizado</b>	
<b>Resistências</b>	<b>°C/W</b>	<b>Resistências</b>	<b>°C/W</b>
R <sub>1</sub> , R <sub>7</sub> , R <sub>8</sub> , R <sub>9</sub>	10 <sup>+1</sup>	R <sub>1</sub>	10 <sup>-1</sup>
R <sub>2</sub> , R <sub>4</sub> , R <sub>10</sub> , R <sub>12</sub>	10 <sup>+2</sup>	R <sub>2</sub>	10 <sup>+1</sup>
R <sub>3</sub> , R <sub>11</sub>	10 <sup>0</sup>	R <sub>3</sub>	10 <sup>+1</sup>
R <sub>5</sub> +R <sub>6</sub>	10 <sup>+4</sup>	R <sub>4</sub>	10 <sup>0</sup>

Os resultados da distribuição da temperatura de parede serão apresentadas na seção 5.4.

### 5.2.3 Estudo Paramétrico

Os parâmetros utilizados como variáveis de entrada nos modelos matemáticos como: temperatura de operação, temperatura do condensador, diâmetro de poro, permeabilidade e porosidade são obtidos experimentalmente. Porém, a constante de Hamaker e o ângulo de contato são estimados. Por isso, é importante conhecer a influência destes parâmetros sobre o resultado do modelo.

Como evidenciado por Paiva *et al.* (2011), um dos principais desafios para a modelagem de minitubos de calor com ranhuras está na determinação do ângulo de contato líquido sólido apropriado para o cálculo do limite capilar. Como é extremamente complicada a medição do ângulo de contato em um tubo de calor em operação, seu valor na maioria dos trabalhos da literatura é estimado. Para ranhuras fios-placas, Wang e Peterson (2002) utilizaram um ângulo de contato de 10° para minitubos com fios de alumínio e acetona. Launay *et al.* (2004a) adotaram um ângulo de contato de 64° para um minitubo de calor com fios de cobre-água. Este último valor é excessivamente alto e ocorreu principalmente devido ao excesso de fluido de trabalho no minitubo de calor. Paiva (2007) utilizou para a combinação cobre/água, cobre/acetona e cobre/metanol respectivamente os ângulos de 25°, 19° e 18° ajustados para uma determina temperatura de operação do tubo. Ma e Peterson (1998b), para um tubo cobre/água com ranhuras trapezoidais, assumiram que o ângulo de contato varia do evaporador ao condensador. Segundo estes autores, o ângulo de contato medido no evaporador foi de 55° e para condensador assumiu-se um ângulo de contato zero devido à condensação. Deste modo, o valor médio de 27,5° foi utilizado como variável de entrada no modelo matemático. Na Figura 5.17 é apresentada um gráfico da máxima transferência de calor para um

minitubo de calor fios-placas, em função do ângulo de contato, para os dois fluidos utilizados neste trabalho.

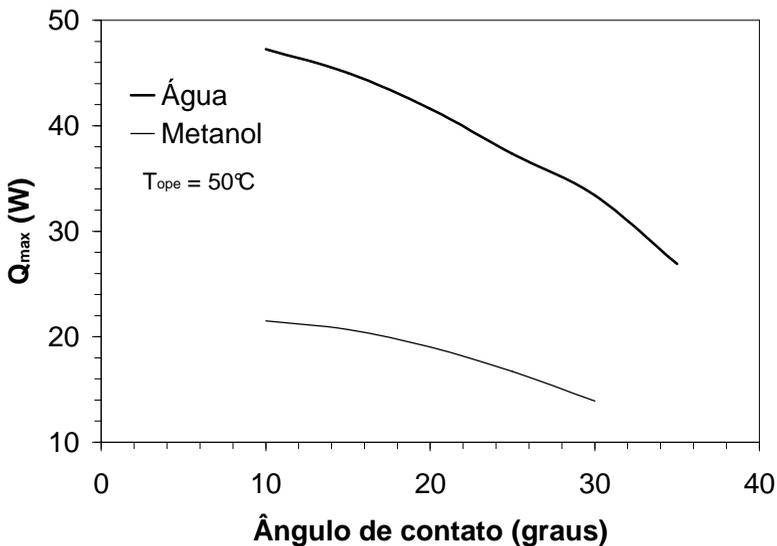


Figura 5.17: Efeito do ângulo de contato no limite capilar de um minitubo de calor fios-placas.

Para os dois fluidos utilizados neste trabalho, a máxima capacidade de transferência de calor aumenta com a redução do ângulo de contato. Já para um determinado ângulo de contato, o limite capilar é maior usando-se água do que metanol, devido as suas propriedades termofísicas, especialmente o calor latente de vaporização da água, que é maior que o do metanol. O ângulo de contato utilizado no modelo matemático foi variado até o fluxo de calor máximo teórico se adaptar aos resultados experimentais para os dois fluidos de trabalho utilizados.

O segundo parâmetro estudado é a constante de Hamaker. Todos os valores encontrados na literatura para o metanol como para a água são da ordem de  $10^{-21}$  J (ver Apêndice A.11). Um estudo paramétrico foi realizado para variações deste parâmetro entre  $10^{-20}$  J e  $10^{-22}$  J. No entanto, neste intervalo, não houve nenhuma influência significativa nos resultados. Isso pode ser explicado pelo fato de a influência da constante Hamaker ser realmente insignificante nos resultados do modelo ou a faixa considerada na literatura ser muito baixa. Deve-se, porém, notar que o entendimento da influência dos fenômenos de superfície na operação de minitubos de calor ainda é insuficiente, ou seja, a falta de

dados experimentais sobre o fenômeno não permite determinar precisamente qual destas hipóteses é a correta.

### 5.2.4 Otimização de parâmetros de projeto

Diversos parâmetros podem influenciar de maneira significativa a determinação do limite capilar de um minitubo de calor. Neste trabalho optou-se pelo estudo de alguns destes parâmetros como: a influência da variação do diâmetro do fio, do espaçamento entre fios, da espessura do meio poroso e do tamanho da partícula de pó metálico.

Segundo Wang e Peterson (2002), Launay *et al.* (2004a) e Paiva (2007), o limite de transferência de calor aumenta com o aumento do diâmetro do fio, como pode ser visto na Figura 5.18.

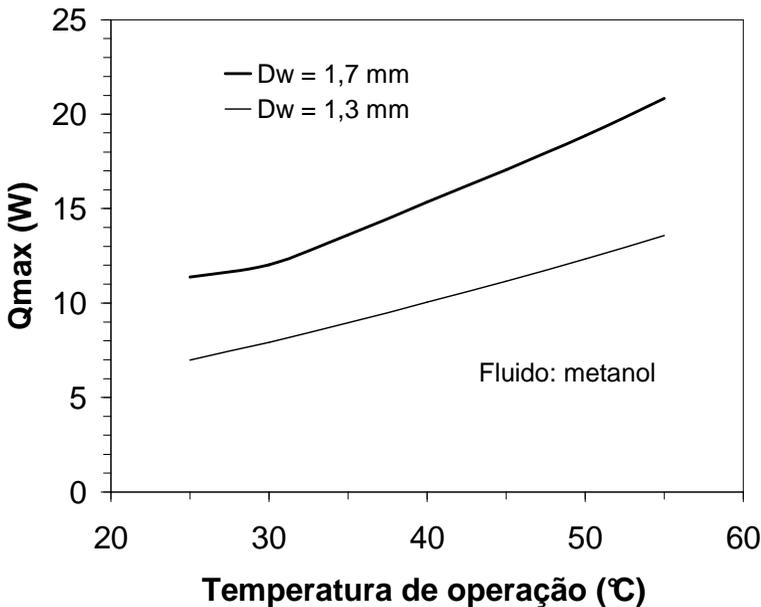


Figura 5.18: Influência do diâmetro do fio na transferência de calor.

O espaço entre dois fios também tem um efeito significativo sobre a máxima transferência de calor em minitubos de calor, devido à área da seção transversal e do diâmetro hidráulico variar ao longo do tubo. A máxima transferência de calor aumenta rapidamente com o aumento do espaçamento entre fios. Entretanto, um minitubo de calor não é constituído apenas de um único canal. Sendo assim, a capacidade

total de transferência de calor depende da combinação da máxima capacidade de transferência de calor de vários canais em paralelo. O aumento da distância entre fios, embora aumente a capacidade de transporte de um único canal, pode reduzir a capacidade total de transporte de um minitubo, devido à redução do número de canais úteis. Isto implica haver uma distância ótima onde a transferência de calor é máxima. Como o processo de montagem do minitubo de calor é feito de maneira manual e a distância entre fios é conseguida a partir de espaçadores, optou-se por escolher um espaçamento que fosse facilmente utilizado na prática, usando o mesmo valor para os dois fluidos de trabalho utilizados. A Figura 5.19 ilustra bem esta relação, onde a distância ótima teórica para um minitubo de calor com fios de diâmetro 1,7 mm é de aproximadamente 2,1 vezes seu diâmetro, com oito canais para uma largura de 30 mm.

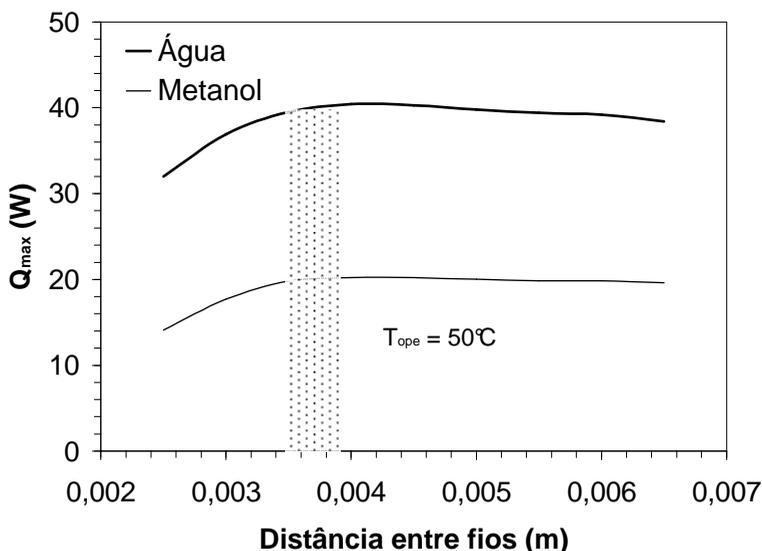


Figura 5.19: Influência da variação do espaçamento entre fios na transferência de calor.

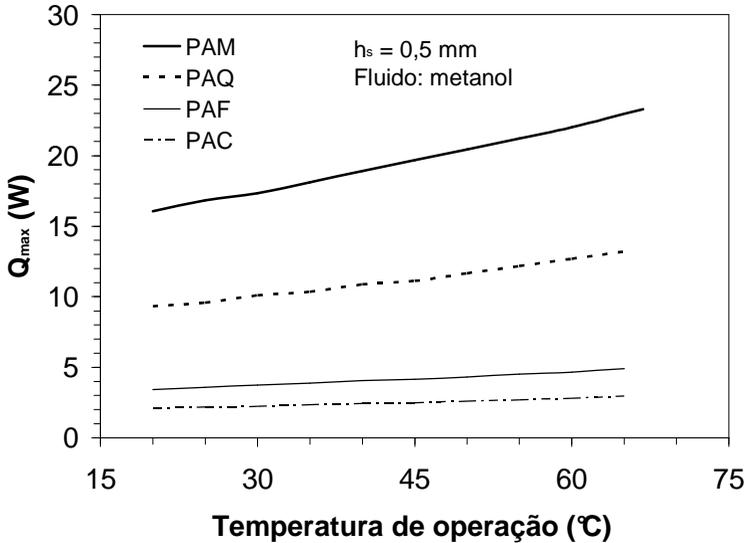


Figura 5.20: Influência do tipo de pó na transferência de calor.

Na seção 5.1 foram apresentados os resultados da caracterização dos meios porosos utilizados neste trabalho. Foram escolhidos quatro tipos de pós metálicos de cobre com diferentes tamanhos de partículas. Com os valores experimentais de permeabilidade, porosidade e tamanho do poro, foi possível escolher o melhor tipo de pó para a aplicação em tubo de calor. A Figura 5.20 ilustra a diferença entre os tipos de pós na transferência de calor um minitubo de calor híbrido. Como pode ser visto, o pó do tipo PAM, com maior diâmetro de partícula, foi o que apresentou a maior capacidade de transferência de calor. Já o pó do tipo PAC, como o menor diâmetro de partícula apresentou o pior desempenho devido à elevada perda de carga da fase líquida.

A espessura do meio poroso aplicado ao minitubo de calor híbrido foi determinada através dos modelos apresentados. À medida que a espessura da camada de meio poroso aumenta, a espessura do canal de vapor diminui restringindo o escoamento do vapor. Sendo assim, há uma espessura ótima, cujo valor não se altera em demasia com a variação da temperatura de operação do tubo. A Figura 5.21 mostra esta relação.

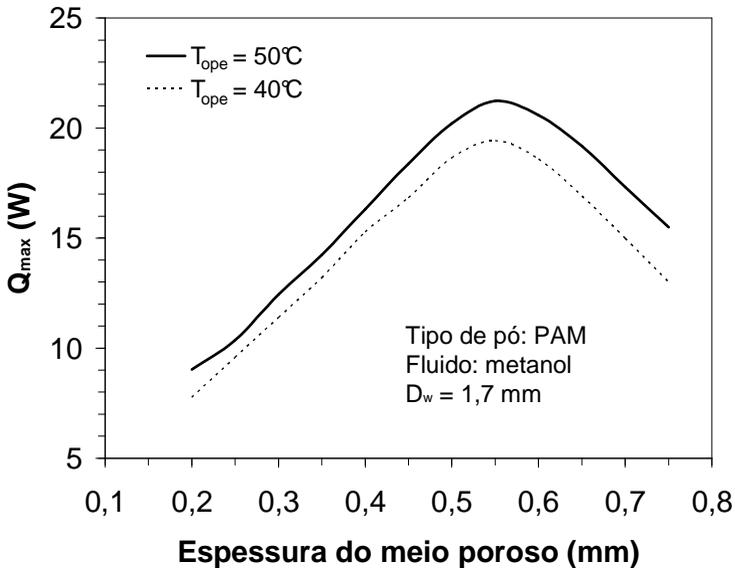


Figura 5.21: Influência da espessura do meio poroso na transferência de calor.

O efeito da porosidade e do diâmetro da partícula de pó sobre a máxima capacidade de transporte de calor em um minitubo de calor híbrido é apresentado na Figura 5.22. Para o cálculo destes valores foi utilizada a equação (A.15) ( $r_c = 0,21d_p$ ), para a determinação da pressão capilar máxima através a equação de Young-Laplace (3.4), e a equação de Blake-Kozeny (A.22), para a obtenção da permeabilidade em função do diâmetro da partícula e porosidade. Como evidenciado, a porosidade tem uma profunda influência na máxima capacidade de transporte de calor. Um aumento de 10% na porosidade praticamente dobra a taxa de transferência de calor, indicando que a perda de carga do líquido é o parâmetro dominante nesta situação. A máxima capacidade de transporte de calor também é influenciada pelo diâmetro de partícula. Para porosidades superiores a 50% um diâmetro de partícula ótimo pode ser estabelecido. Porém, é importante frisar que estes valores foram obtidos por meio de um modelo teórico para o cálculo de permeabilidade e, como visto na Tabela 5.3, são diferentes dos valores obtidos experimentalmente.

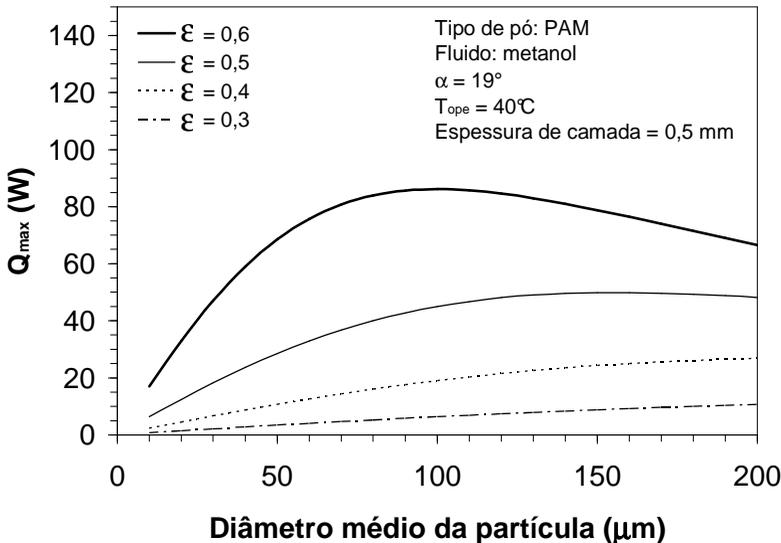


Figura 5.22: Influência do diâmetro médio da partícula de pó metálico e da porosidade sobre a máxima capacidade de transporte de calor em um minitubo híbrido.

### 5.3 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Todas as configurações apresentadas na Tabela 4.1 foram avaliadas experimentalmente na bancada de testes montada para este fim. Além disso, duas geometrias de tubos foram testadas: os tubos retos e em curva no formato de “S”. Outros parâmetros também foram avaliados tais como:

- Efeito da quantidade de fluido de trabalho no desempenho dos tubos,
- Diferença de desempenho entre dois fluidos de trabalho: água e metanol;
- Efeito do comprimento do evaporador: 20 e 30 mm;
- Efeito do diâmetro do fio de cobre: 1,3 mm e 1,7 mm;
- Efeito do diâmetro de partícula para três tipos de pós metálicos: PAM, PAQ e PAC;
- Efeito da espessura da camada de pó metálico;

Como a quantidade de resultados é muito elevada, nesta seção serão apresentados apenas os resultados que possuem maior relevância

para a comparação das tecnologias dos tubos entre si e para a validação do modelo matemático.

### 5.3.1 Resultados Experimentais em Bancada

#### 5.3.1.1 Minitubos de calor retos

Durante a realização dos testes, a temperatura do banho térmico é ajustada para uma temperatura fixa. O fluxo de calor é imposto ao minitubo através de uma fonte de corrente contínua por meio de resistências elétricas. A potência é mantida constante até que o minitubo atinja regime permanente. A partir deste momento, a potência é aumentada para um nível imediatamente superior.

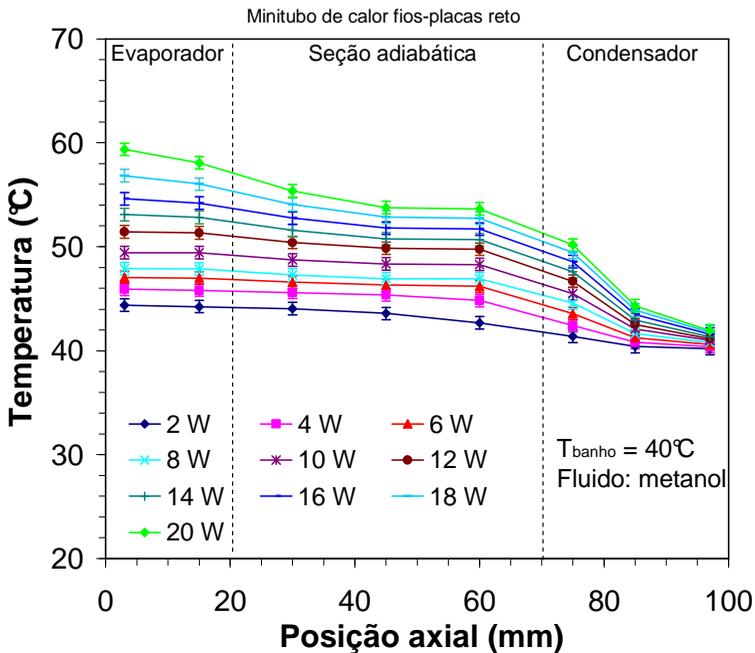


Figura 5.23: Distribuição de temperatura em função da posição axial em um minitubo de calor fios-placas reto.

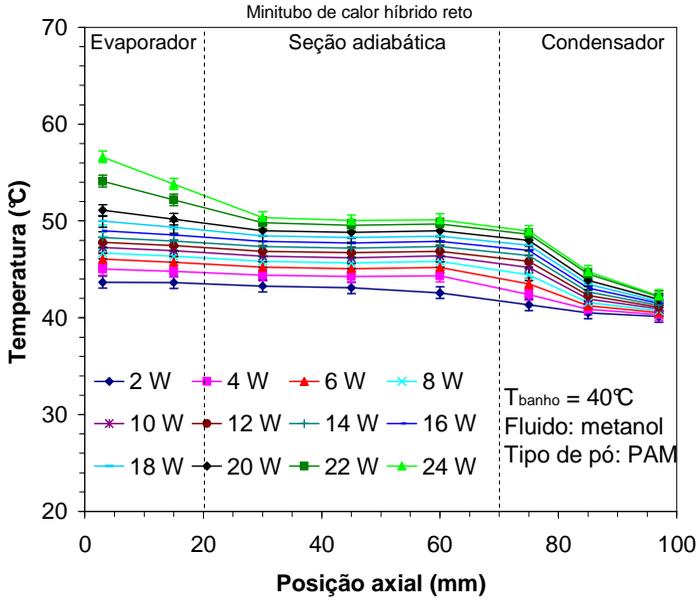


Figura 5.24: Distribuição de temperatura em função da posição axial em um minitubo de calor híbrido reto.

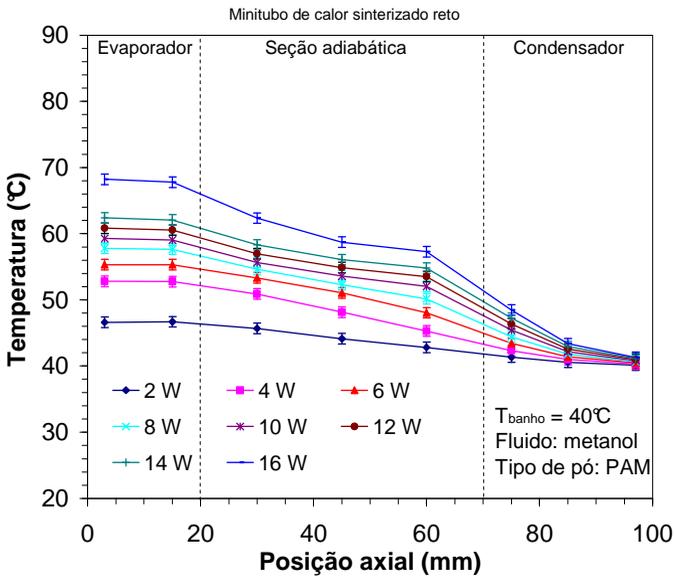


Figura 5.25: Distribuição de temperatura em função da posição axial em um minitubo de calor sinterizado reto.

Nas Figuras 5.23, 5.24, 5.25 são mostrados gráficos típicos dos perfis de temperatura em regime permanente de três tipos de minitubo de calor com geometria reta, com comprimento de evaporador igual a 20 mm, seção adiabática de 50 mm e condensador de 30 mm.

Pode-se observar através das Figuras 5.23, 5.24, 5.25 que as variações de temperatura na seção do evaporador são pequenas antes da ocorrência da secagem do minitubo, que ocorre quando a temperatura da seção do evaporador aumenta em demasia. A temperatura da seção adiabática é praticamente constante, apresentando uma queda acentuada na junção com a seção do condensador. A temperatura do condensador é a que apresenta maior diferença devido à elevada espessura do filme de líquido. Entre os minitubos testados, pode-se observar que o minitubo híbrido é o que apresenta maior capacidade de transferência de calor, antes da secagem e também o menor valor de temperatura de operação. Esta diminuição dos níveis de temperatura, mesmo para uma potência maior do que a do tubo fios-placas, é causada em grande parte pelo aumento da área superficial no evaporador devido à presença do elemento poroso, o que melhora o espalhamento do líquido e aumenta o processo evaporativo.

Uma forma mais conveniente de observação do início do ponto de secagem do minitubo e, conseqüentemente, da determinação do limite máximo de transferência de calor é através do uso da resistência térmica total, que é definida como a razão entre a máxima diferença de temperaturas entre os extremos do tubo dividida pelo calor transportado. Esta relação é expressa pela equação a seguir:

$$R_t = \frac{T_{eva} - T_{cond}}{Q} \quad (5.4)$$

As resistências térmicas dos minitubos desenvolvidos neste trabalho estão apresentadas neste trabalho conforme mostrado na Figura 5.26, para o minitubo de calor híbrido reto. As barras verticais apresentada nesta figura representam as margens de incerteza da medida, determinadas de acordo com o procedimento descrito no Apêndice D. A resistência térmica diminui com o aumento da potência transportada, até atingir o ponto em que inicia a secagem, verificado pelo o aumento da resistência térmica com o aumento da potência transferida. Como se pode notar, a resistência térmica também diminui com a elevação da temperatura de banho. Para a temperatura de banho de 40 °C, a resistência de um minitubo carregado é comparada com a de um minitubo vazio. No ponto em que ocorre a secagem do tubo, a

resistência térmica do minitubo híbrido é aproximadamente 6,3 vezes menor do que a de um minitubo vazio. A resistência térmica de um minitubo vazio testado nas mesmas condições de um tubo carregado é de aproximadamente 3,5 C/W.

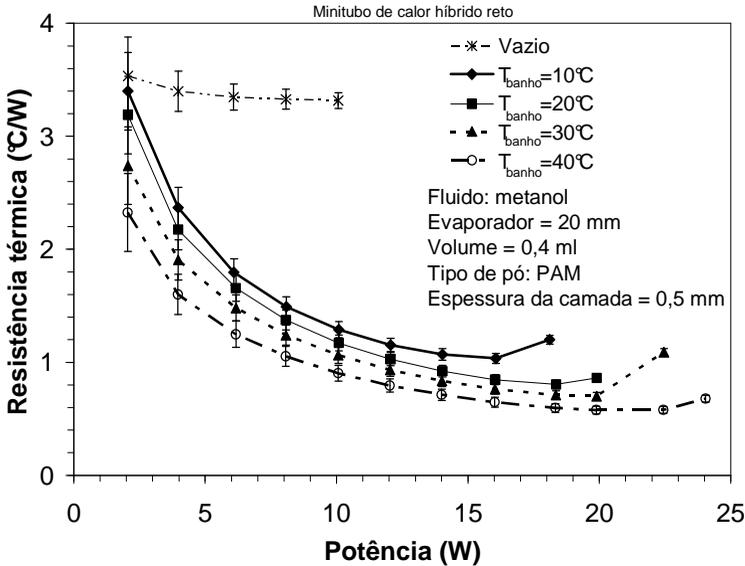


Figura 5.26: Comparação das resistências térmicas para diferentes temperaturas de banho para minitubo de calor híbrido reto.

Pode-se notar também, pela Figura 5.27, que no caso particular do tubo carregado com água destilada, o ponto de secagem (ponto de mínimo na curva de resistência térmica) é de difícil determinação, isto ocorre principalmente pelo fato de as propriedades termofísicas do fluido serem excelentes, aumentando consideravelmente a capacidade do tubo em transferir calor. A secagem neste caso não pode ser atingida, pois com os altos níveis de potência aplicados ao tubo, a resistência elétrica se aquece em demasia, aumentando o risco de se queimar, danificando o aparato experimental. Assim, a determinação do ponto de secagem para uma dada temperatura de operação não é totalmente precisa, principalmente para elevadas temperaturas de operação. No caso de metanol, o ponto de secagem é muito mais evidente.

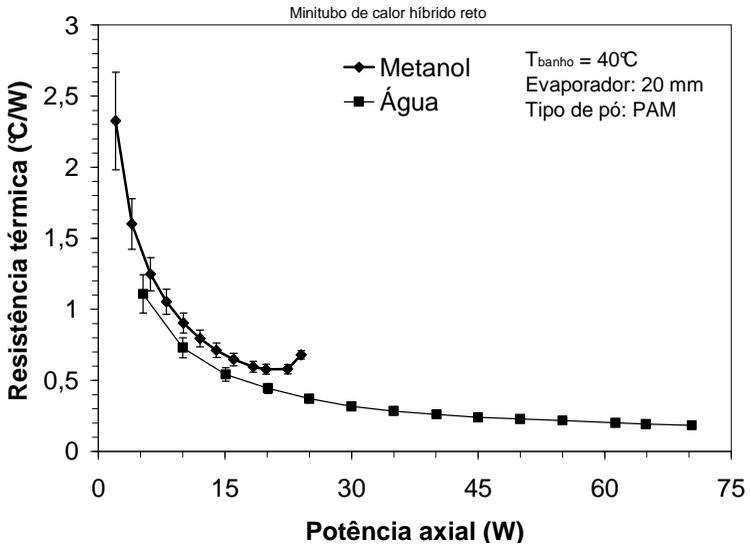


Figura 5.27: Comparação da resistência térmica para dois fluidos, água e metanol, para o minitubo híbrido reto.

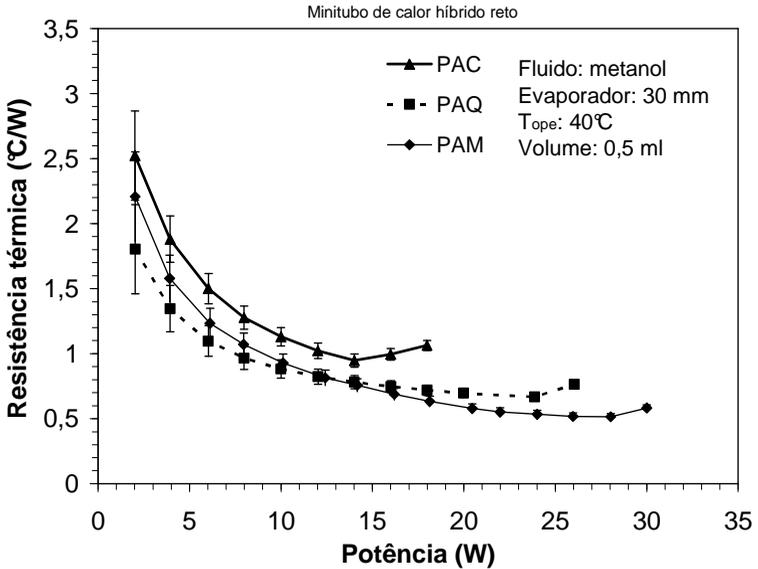


Figura 5.28: Comparação da resistência térmica para diferentes tipos de pós metálicos para o minitubo de calor híbrido.

A influência da variação do tipo de pó metálico sinterizado na determinação da máxima transferência de calor do tubo também foi analisada experimentalmente, conforme Figura 5.28. O pó do tipo PAC, que possui o menor diâmetro de partícula, apresentou o menor capacidade de transferência de calor devido a sua baixa permeabilidade. Os pós do tipo PAQ e PAM possuem características mais semelhantes e por isso apresentaram um comportamento relativamente parecido.

O diâmetro do fio de cobre utilizado na construção dos minitubos também foi avaliado (ver Figura 5.29). O minitubo fabricado com o fio de diâmetro de 1,3 mm apresentou uma resistência mais baixa devido à pequena quantidade de fluido necessária a seu funcionamento, porém sua secagem foi mais abrupta comparada com o tubo constituído pelo fio de 1,7 mm de diâmetro. Este por sua vez apresentou um ponto de início de secagem superior, mesmo com um número inferior de ranhuras. Para uma largura de 30 mm, o tubo constituído por fios de 1,7 mm de diâmetro possui 8 canais, enquanto que para o fio de 1,3 mm o tubo possui 10 canais. Fios com diâmetros superiores a 1,7 mm não foram testados, pois um dos objetivos deste trabalho foi desenvolver tubos com espessura inferior a 3 mm e com maior capacidade de transporte de calor que os tubos utilizados nos computadores portáteis atuais.

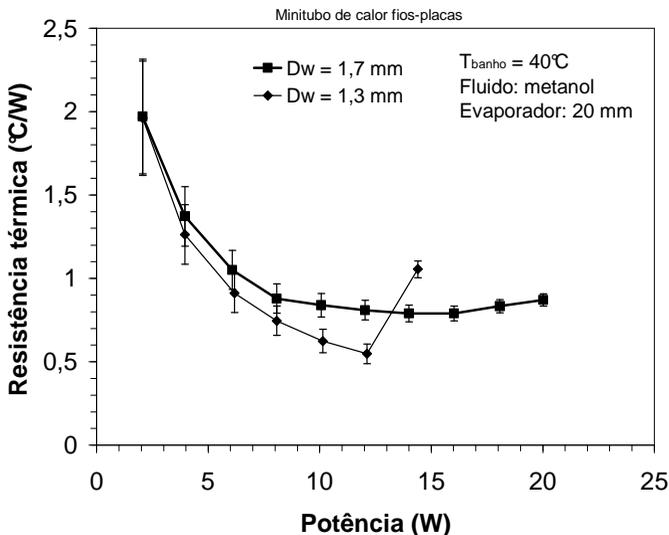


Figura 5.29: Comparação da resistência térmica para diâmetros de fios diferentes para o minitubo de calor fios-placas.

Outro parâmetro avaliado foi a espessura da camada de pó metálico utilizada nos minitubos de calor híbridos. Como pode ser observado no estudo teórico, este parâmetro é um dado importante de projeto, que limita consideravelmente o desempenho de um minitubo. De acordo com a análise paramétrica, a máxima capacidade de transporte de calor é obtida para uma espessura de aproximadamente 0,55 mm para o pó do tipo PAM, em uma temperatura de operação de 50°C. Devido a dificuldade encontrada na homogeneização da camada de pó sobre a placa de cobre do minitubo, os valores experimentais testados foram aproximadamente 0,3, 0,5 e 0,7 mm. Como pode ser observado na Figura 5.30, a camada de pó com espessura de 0,7 mm foi a que obteve o menor valor de potência transferida, isto em virtude da redução da área de passagem do vapor pela seção do evaporador.

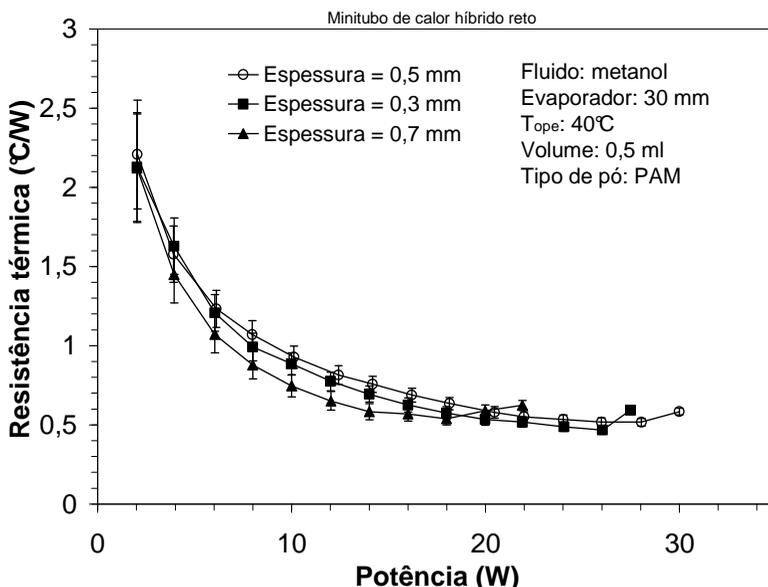


Figura 5.30: Comparação da resistência térmica para diferentes espessuras de camada de pó metálico para o minitubo de calor híbrido.

Para a verificação da espessura do meio poroso, alguns minitubos híbridos foram abertos, embutidos em resina acrílica e analisados. A Figura 5.31 mostra uma seção transversal de um minitubo de calor híbrido com espessura de camada de 0,5 mm. Como pode ser observado, a técnica de espalhamento mencionada na seção 4.2.2 garantiu a

espessura desejada. O valor médio obtido através de doze medições ao longo seção transversal de duas amostras foi de 522  $\mu\text{m}$ .

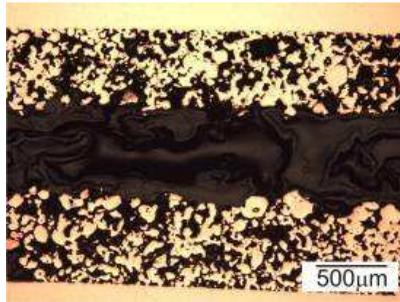


Figura 5.31: Seção transversal do minitubo de calor híbrido.

Na Figura 5.32 (a) e (b) são mostradas as seções transversais de um canal do minitubo de calor híbrido com palitos com canal central de vapor e maciços, respectivamente.

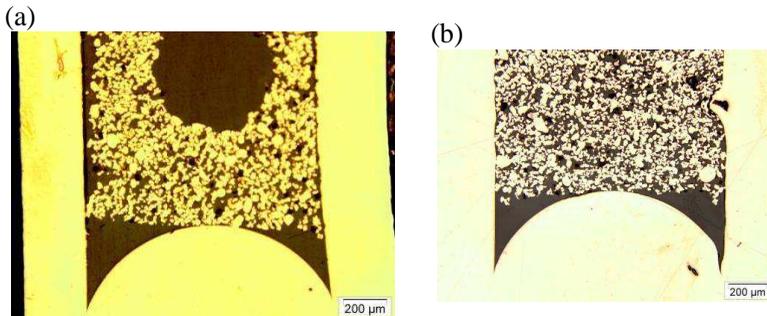


Figura 5.32: (a) Minitubo de calor híbrido com palitos com canal de vapor central e (b) minitubo de calor híbrido com palitos maciços.

Na Figura 5.33 é apresentado o resultado em termos de resistência térmica para estas configurações híbridas em paralelo, conforme descrito na Tabela 4.1.

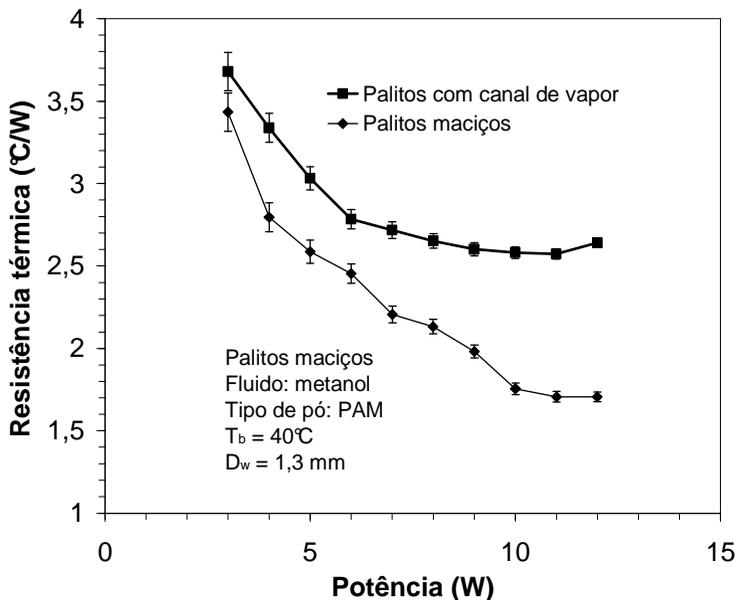


Figura 5.33: Comparação das resistências térmicas para dois tipos de tubos minitubo fios-placas com palitos sinterizados maciços e com canal de vapor.

Os resultados para este tipo de tecnologia não foram muito satisfatórios principalmente quando comparados com os resultados da tecnologia híbrida em série. Para o minitubo com palito sinterizado com canal de vapor central a resistência no ponto de início de secagem (11W) foi de  $2,5 \text{ }^\circ\text{C/W}$ . Fica claro através deste resultado que, além da elevada perda de carga do elemento poroso, a perda de carga do vapor, devido à estreita passagem, contribuiu para este resultado ruim. Os resultados para o minitubo com palitos maciços, onde foi deixado um canal vago para a passagem do vapor, foram melhores do que os com palitos com canal central de vapor. Contudo, seu desempenho foi inferior ao do minitubo sinterizado.

O último parâmetro avaliado foi a influência do comprimento do evaporador na resistência térmica e na máxima transferência de calor dos minitubos híbridos e fios-placas. Para o minitubo híbrido (ver Figura 5.34), a utilização do evaporador de 30 mm de comprimento proporcionou um pequeno aumento da resistência térmica e um início de secagem um pouco prematura. Conseqüência mais uma vez do aumento da perda de carga do líquido, desta vez causado pelo aumento do comprimento do evaporador.

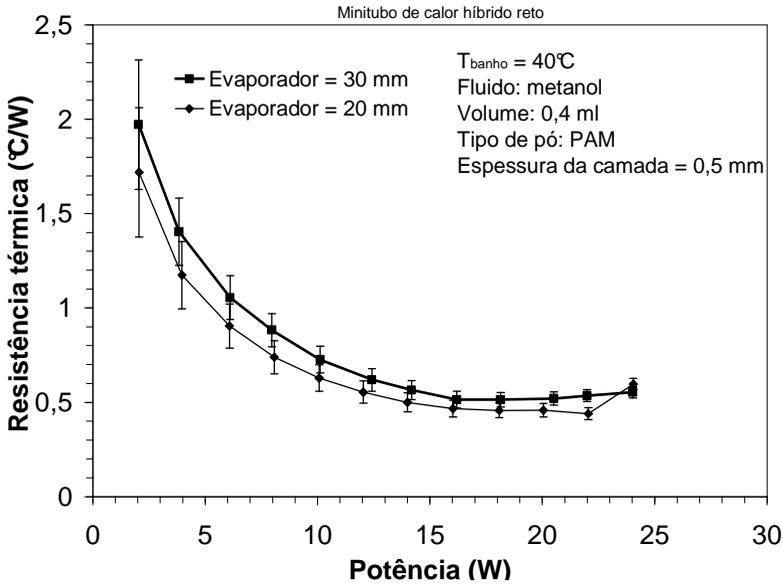


Figura 5.34: Comparação da resistência térmica entre dois comprimentos de evaporadores para o minitubo de calor híbrido reto.

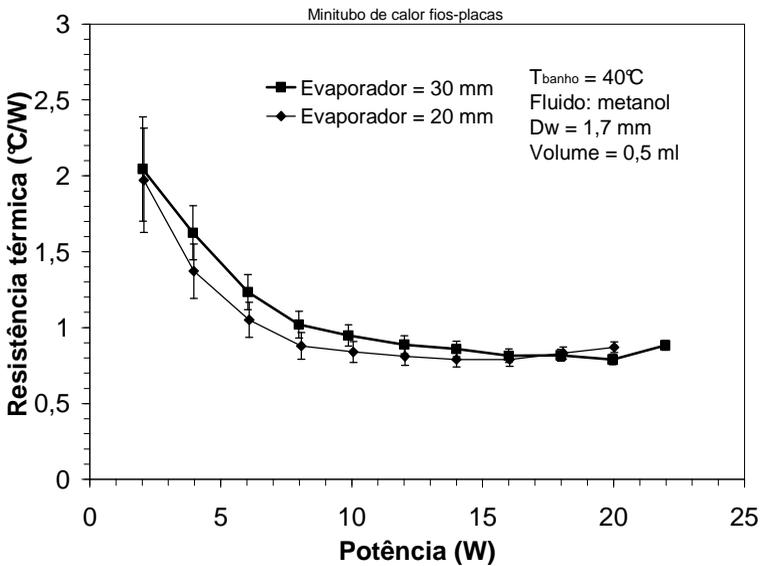


Figura 5.35: Comparação da resistência térmica para dois comprimentos de evaporadores para o minitubo de calor híbrido.

Já para o minitubo de calor fios-placas (ver Figura 5.35), o evaporador com comprimento de 30 mm foi o que apresentou uma maior capacidade de transporte de calor, com um valor de resistência semelhante ao caso de 20 mm. Este resultado ocorreu devido à diminuição do comprimento de seção adiabática, proporcionando deste modo uma menor perda de carga da fase líquida.

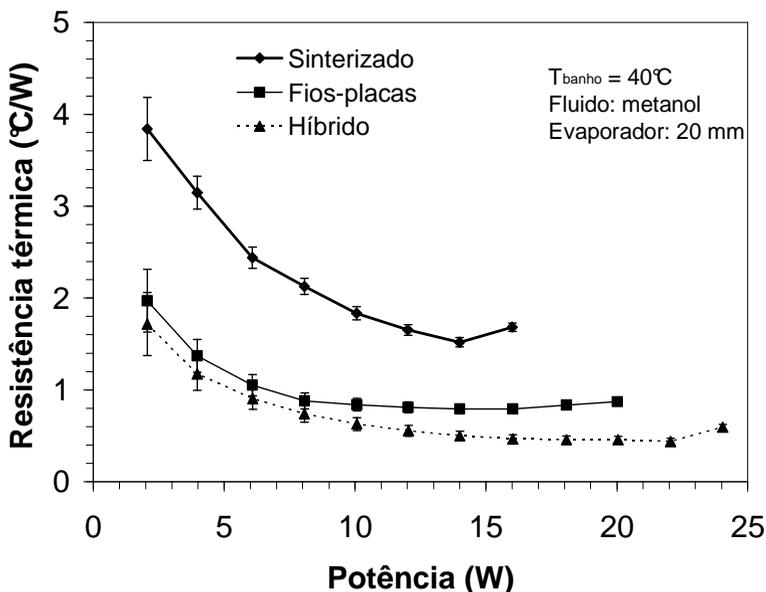


Figura 5.36: Comparação das resistências térmicas para três tipos de tubos: minitubo fios-placas, híbrido e sinterizado.

A comparação em termo de resistência térmica entre os três tipos de minitubo retos é apresentada na Figura 5.36. O minitubo sinterizado foi o que apresentou o nível mais alto de resistência entre os tubos testados e também o ponto de secagem mais prematuro, em 14 W. Grande parte deste baixo desempenho é devido à elevada perda de carga proporcionada pelo elemento poroso, que se estende ao longo de todo o tubo. Por outro lado, o minitubo de calor fios-placas constituídos apenas por ranhuras apresentou um desempenho superior ao do tubo sinterizado, tanto pelo baixo nível de resistência térmica quanto pelo o início ponto de secagem em torno de 16 W. O melhor desempenho foi obtido para o minitubo de calor híbrido devido a elevada eficiência do bombeamento capilar proporcionado pela estrutura sinterizada e a baixa

perda de carga da ranhura fios-placas. Sua resistência no ponto de início de secagem (22 W) foi de aproximadamente  $0,5 \text{ }^\circ\text{C/W}$ .

### 5.3.1.2 Minitubos de calor em “S”

O minitubo de calor em “S” foi desenvolvido neste trabalho com o intuito de ser utilizado em um computador portátil. Porém antes de fabricá-lo, foi necessário avaliar o comportamento térmico de um minitubo de calor original de um *laptop*. Para isso, dois minitubos originais de *laptops* diferentes e em formato de “S” foram comprados e testados. Para os testes destes tubos em bancada, foram utilizadas as extensões de 30 e 50 mm como comprimentos do evaporador e condensador, respectivamente.

O primeiro tubo de *laptop* testado em bancada foi um minitubo de um computador *Dell Inspiron 9400 E1705*, como as seguintes dimensões:  $180 \times 8 \times 2,8 \text{ mm}^3$ . Uma vista superior e uma fotografia de sua seção transversal podem ser vistas na Figura 5.37. Pode-se observar que o tubo possui uma estrutura capilar sinterizada. Através dos estudos realizados por Santos (2011) utilizando o *software* IMAGO<sup>®</sup> constatou-se que a porosidade média na parte central do tubo foi de  $58,61 \pm 3,37 \%$  enquanto que nas bordas este valor foi de  $41,83 \pm 3,84 \%$ . Supõe-se que o processo de fabricação deste tubo seja o mesmo descrito na patente de Cheng *et al.* (2006), onde, primeiramente, utilizando um mandril, sinteriza-se o meio poroso no interior do um tubo de cobre cilíndrico. Após o processo de sinterização o tubo cilíndrico é dobrado na forma de “S” e posteriormente prensado, ficando assim uma seção transversal achatada. Supõe-se que por esta razão há variação na porosidade entre as bordas e o centro do tubo.

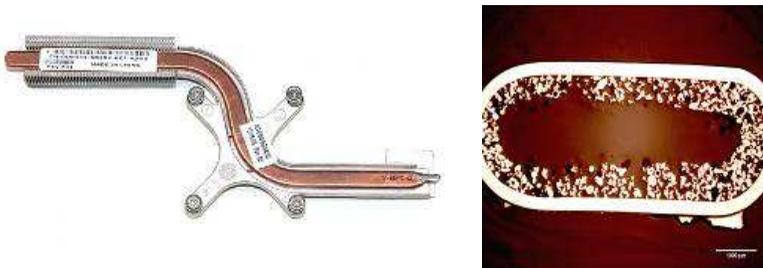


Figura 5.37: Minitubo de calor do *laptop Dell*<sup>®</sup> e sua seção transversal.

Na Figura 5.38 é apresentada o comportamento térmico do tubo através da análise das resistências térmicas para três temperaturas de banhos. Com a temperatura de banho em 40°C o tubo apresenta a menor resistência térmica para o maior limite de transferência de calor.

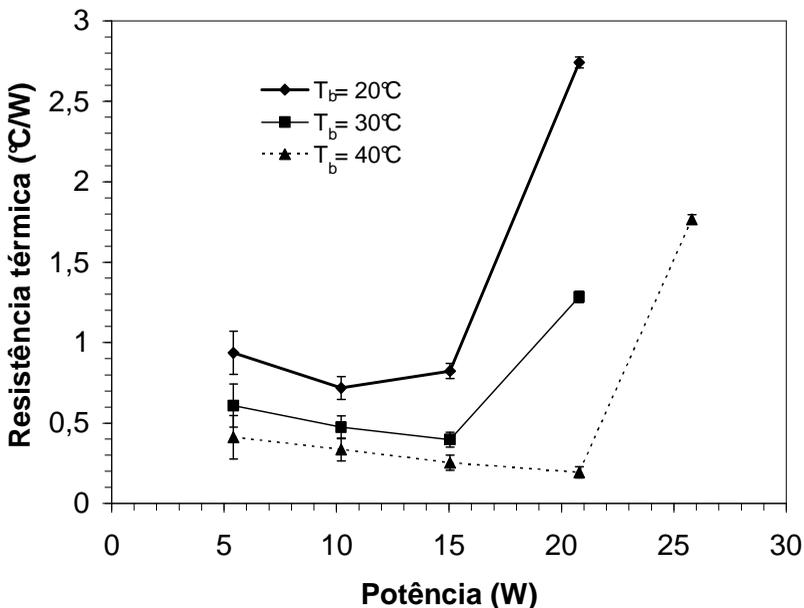


Figura 5.38: Comparação das resistências térmicas para diferentes temperaturas de banho para o minitubo de calor sinterizado do computador Dell®.

O segundo tipo de tubo de calor testado foi o dispositivo que integra o laptop *Thinkpad* da IBM®, como descrito na Seção 4.7. Na Figura 5.39, os resultados de seu comportamento em termos de resistências térmicas são apresentados. A menor resistência térmica é obtida para a temperatura de banho de 40°C, como nos resultados anteriores, porém para uma potência limite de 45 W. A partir deste ponto inicia-se o processo de secagem. A máxima capacidade de transporte de calor deste tubo, quando comparado com o minitubo de calor sinterizado da Dell®, é aproximadamente duas vezes maior. Isto muito provavelmente pela elevada perda de carga do escoamento do líquido na estrutura sinterizada ao longo de todo o comprimento do tubo.

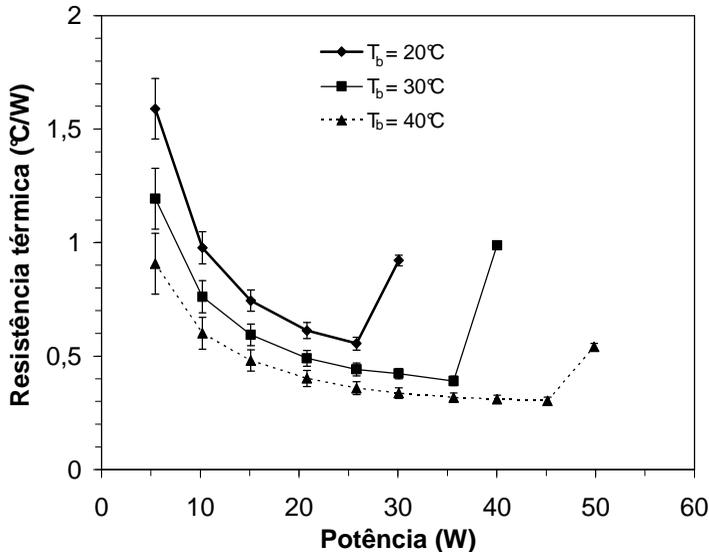


Figura 5.39: Comparação das resistências térmicas para diferentes temperaturas de banho para o minitubo de calor ranhurado do computador IBM<sup>®</sup>.

Através dos testes com os minitubos de calor retos, constatou-se que a tecnologia híbrida é superior às tecnologias mono estruturadas, como as sinterizadas e fios-placas. Para a comprovação de que esta constatação se aplica também para a geometria em “S” foram fabricados alguns dispositivos. Primeiramente foram construídos minitubos híbridos nas mesmas dimensões ( $150 \times 12 \text{ mm}^2$ ) do tubo de calor original escolhido, ou seja, do computador da IBM<sup>®</sup>. Devido à pequena largura do tubo original, apenas dois fios de 1,7 mm de diâmetro foram utilizados, como ilustrado na Figura 5.40. Pó metálico de cobre do tipo PAM foi utilizado apenas na seção do evaporador nas duas placas de fechamento (inferior e superior) do tubo.

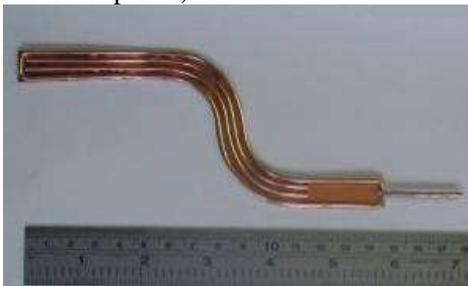


Figura 5.40: Minitubo de calor híbrido em “S” com largura de 12 mm.

Os resultados do efeito da variação da espessura da camada de material poroso no comportamento térmico do minitubo são apresentados na Figura 5.41. Utilizando-se água como fluido de trabalho, o melhor resultado obtido foi para a espessura de 0,5 mm. Contudo, este resultado é bem inferior a máxima capacidade de transferência de calor obtida pelo tubo de calor ranhurado original do *laptop*. Esta discrepância entre os resultados pode ser explicada pela quantidade de ranhuras proporcionada pelo tubo fios-placas, apenas 12, contra 73 ranhuras do tubo de calor original.

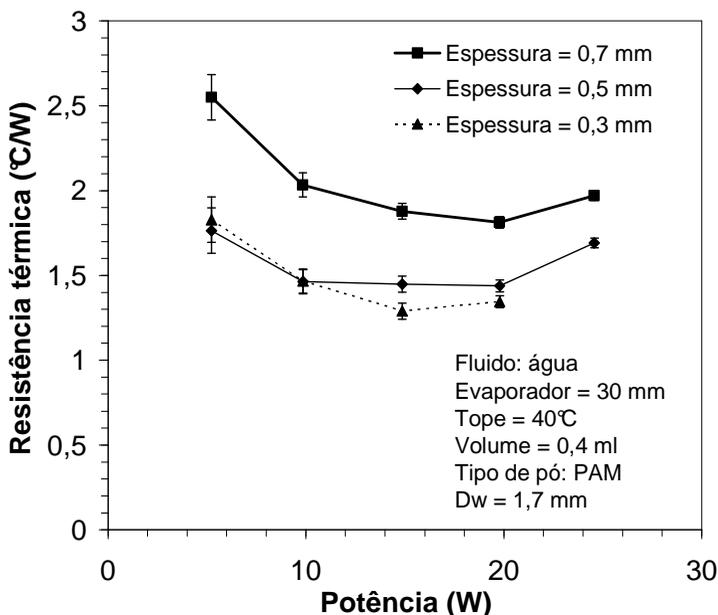


Figura 5.41: Comparação das resistências térmicas para diferentes espessuras de material sinterizado para o minitubo de calor híbrido de 12 mm de largura.

Para verificar se a baixa eficiência do tubo de 12 mm de largura foi causada pelo pequeno número de ranhuras, um tubo de 20 mm de largura foi fabricado. Esta dimensão foi escolhida por dois motivos: (1) é a largura máxima do condensador aletado do computador e (2) o tubo poderia ainda ser inserido dentro do computador portátil. Como pode ser visto na Figura 5.42, no minitubo híbrido de 20 mm foi possível acomodar 4 fios de cobre respeitando os valores de espaçamento entre fios determinados pelo modelo matemático.

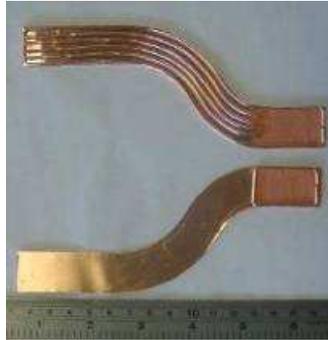


Figura 5.42: Minitubo de calor híbrido em “S” com largura de 20 mm.

O desempenho do minitubo híbrido de 20 mm é mostrado na Figura 5.43 para três temperaturas de banho diferentes. Os resultados obtidos são superiores aos do minitubo híbrido de 12 mm de largura. O minitubo híbrido apresentou resistência térmica semelhante à do tubo de calor original. Contudo, a diferença mais evidente está relacionada à resistência térmica após o início da secagem. No minitubo de calor original do computador a resistência térmica tem uma súbita elevação para todas as temperaturas de banho testadas. Entretanto, no minitubo de calor híbrido a secagem procede lentamente.

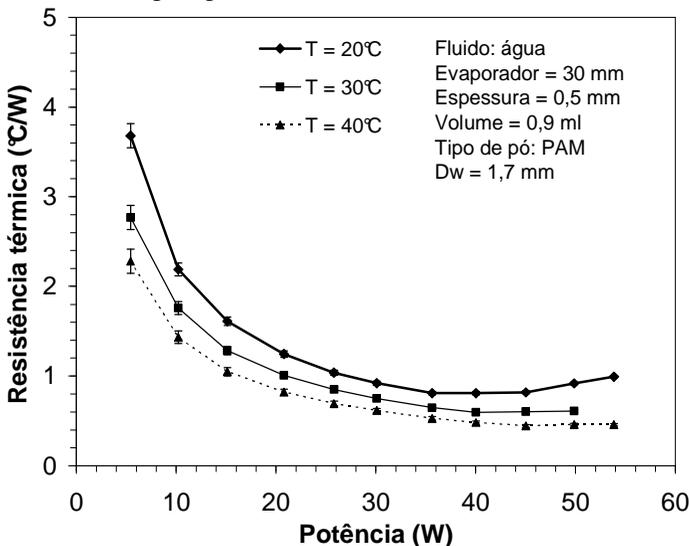


Figura 5.43: Comparação das resistências térmicas entre diferentes temperaturas de banho para o minitubo de calor híbrido de 20 mm de largura.

Mais dois outros minitubos, ambos com largura de 20 mm, foram fabricados com o intuito de comparar seus desempenhos com o minitubo híbrido em “S”. O primeiro deles foi um minitubo em “S” fabricado inteiramente com fios. O segundo tubo foi construído com a intenção de avaliar a influência das curvas no desempenho térmico do dispositivo. Deste modo, adotou-se um comprimento equivalente de 180 mm considerando o comprimento das curvas do tubo (ver Figura 5.44).



Figura 5.44: Minitubo de calor híbrido reto de 20 mm de largura por 180 mm de comprimento.

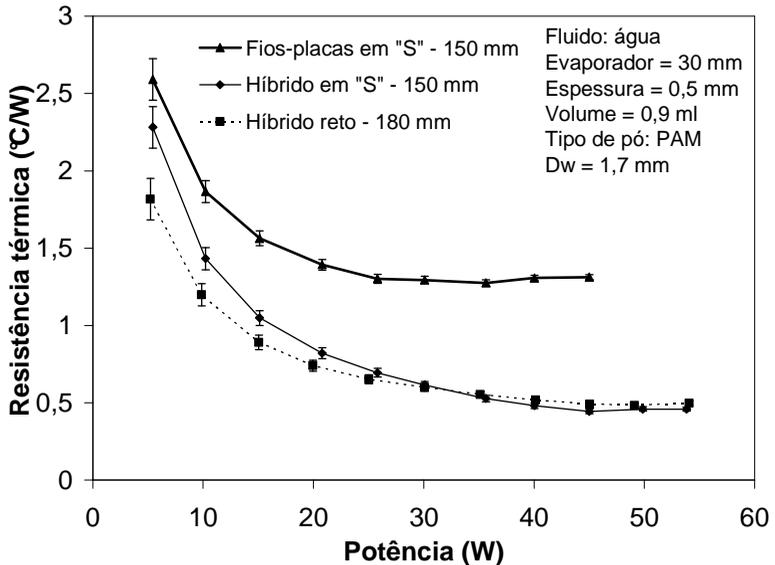


Figura 5.45: Comparação entre três tipos de minitubos de calor.

Os resultados comparativos das três configurações são mostrados na Figura 5.45. O desempenho dos tubos com tecnologia

híbrida foram superiores ao tubo fabricado inteiramente com a estrutura fios-placas, tanto em termo de resistência térmica quanto relacionado ao limite máximo de transferência de calor. Com relação à influência das curvas, pode-se dizer que ela é desprezível, pois o resultado do tubo de 180 mm foi muito semelhante ao minitubo híbrido em “S” de 150 mm.

### 5.3.1.3 Volume de carregamento do minitubos

A distribuição do fluido de trabalho no interior de um minitubo de calor influencia fortemente seu desempenho térmico. Como a quantidade de fluido inserido em um minitubo é, na maioria das vezes, inferior a 1 ml, uma variação de 0,1 ml que a princípio seria uma quantidade ínfima, representa 10% do volume. Como será visto nos resultados abaixo, esta pequena variação influencia de maneira significativa a transferência de calor no tubo.

A distribuição do fluido de trabalho no interior de um minitubo de calor depende basicamente de três fatores: da geometria do canal ou das características do meio poroso, do fluxo de calor imposto e das propriedades do fluido. Quando a estrutura capilar é constituída por meio poroso sinterizado, o preenchimento de líquido depende da porosidade do meio. Já para ranhuras, a seção transversal da fase líquida depende fortemente do raio do menisco e do fluxo de calor no evaporador. A distribuição do líquido diminui do condensador ao evaporador devido à retração do menisco de líquido e também devido ao aumento do fluxo de calor imposto, em consequência do aumento na queda de pressão. É importante notar-se que a quantidade de líquido necessária para o funcionamento de um minitubo varia devido às questões mencionadas acima. O estado ideal de operação de um minitubo de calor prevê a inexistência de fluido excedente no condensador, o que bloquearia a passagem do vapor, e ao mesmo tempo, deve prever líquido suficiente para que não ocorra uma secagem prematura no evaporador. O volume ótimo deve ser então determinado através destes parâmetros. O carregamento ideal para cada tipo de tubo testado, com os dois fluidos de trabalho (água e metanol), foi obtido a partir do modelo matemático e é mostrado na Tabela 5.5.

Tabela 5.5: Volume de carregamento teórico dos minitubos de calor.

Geometria	Tipo de minitubo	Tipo de pó metálico e espessura da camada	Volume teórico (ml)	Volume + 10% (ml)	Fluido
Reta Leva: 20 mm	Fios-placas	-	0,411	0,452	Metanol
	Sinterizado	PAM	1,236	1,360	
	Híbrido	0,5 mm	0,467	0,514	
Curva em “S” Leva: 30 mm	Fios-placas	-	0,758	0,833	Água
	Híbrido	PAM 0,5 mm	0,812	0,893	

Conforme descrito na literatura e evidenciado por Peterson (1994), deve-se evitar ao máximo a falta de líquido no interior de um tubo de calor. Por esta razão, que depois de calculado o volume teórico de carregamento, se opta por acrescentar de 10 % a 20 % sobre este valor.

O volume ideal de carregamento foi determinado experimentalmente através da variação do volume de fluido de trabalho inserida no tubo. Este procedimento foi possível graças ao método descrito na Seção 4.4.1, que permitiu maior agilidade e facilidade no carregamento. Devido à quantidade de combinações e configurações de minitubos, apenas os resultados de dois minitubos serão apresentados.

Na Figura 5.46 a menor resistência térmica ocorre para o volume de 0,3 ml em uma potência de 14 W aproximadamente. Para o volume de carregamento de 0,5 ml (considerado o ótimo pelo modelo) o ponto de secagem é atingido para uma potência de aproximadamente 18 W, enquanto que para o volume de 0,4 ml o ponto é de 22 W. Esta variação entre os dados do modelo e experimental pode ser explicada pela incerteza relativa a porosidade e espessura da camada de pó.

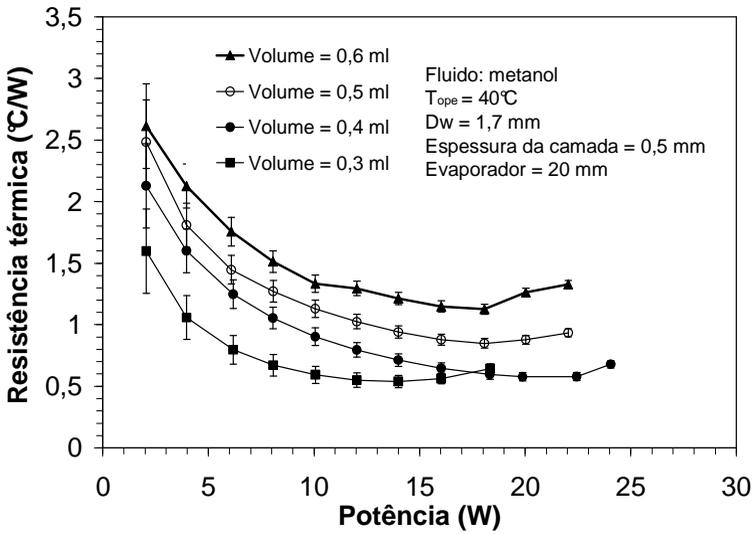


Figura 5.46: Comparação entre volume de carregamentos diferentes para o minitubo de calor híbrido reto.

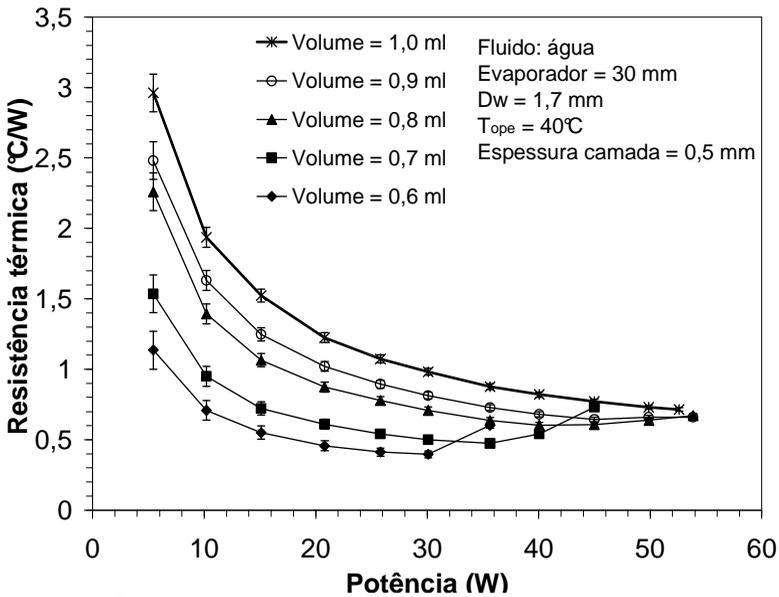


Figura 5.47: Comparação entre volume de carregamentos diferentes para o minitubo de calor híbrido em "S".

Na Figura 5.47, é apresentado a resistência térmica para minitubo híbrido em “S” carregado com água destilada. O volume de carregamento foi variado entre 0,6 ml a 1,0 ml. O volume de 0,8 e 0,9 ml foram os que apresentaram o melhor desempenho, ficando próximo da estimativa do modelo. Para o volume de 0,6 ml obteve-se a menor resistência térmica, porém com um limite máximo de transferência de calor de apenas 30 W.

### 5.3.2 Resultados dos Testes em Microgravidade

Conforme descrito na Seção 4.6.3, o experimento testado em microgravidade possui algumas características que o diferenciam dos experimentos testados em laboratório, devido às requisições de segurança impostas. Primeiro, o sistema de aquisição utilizado a bordo do foguete foi projetado de acordo com as necessidades do experimento, tornando-o menos preciso que o sistema de bancada. Segundo, o bloco de alumínio utilizado como condensador possui pequena capacidade de absorver calor, impedindo o tubo de atingir regime permanente. Por fim, o ambiente dentro do módulo do foguete pode influenciar no desempenho dos dispositivos devido ao aquecimento do próprio módulo, causado pelo atrito do foguete com o ar, ou também pela interferência de outros experimentos.

Dentre os tubos de calor testados em microgravidade na Operação Maracati II são apresentados os resultados de apenas 3 tipos de tubos, devido a relevância destes dados relativo ao tema deste estudo, conforme descrito na Tabela 5.6.

Tabela 5.6: Características dos minitubos testados em microgravidade.

<b>Tipo de tubo</b>	<b>Dimensões (mm)</b>	<b>L<sub>eva</sub> (mm)</b>	<b>L<sub>con</sub> (mm)</b>	<b>Volume de carregamento (ml) [fluido]</b>	<b>Tipo de pó e espessura da camada (mm)</b>
Híbrido reto	100x30x2,7	20	30	0,5 [metanol]	PAM
Sinterizado reto	100x30x2,7	20	30	1,0 [metanol]	PAM
Fios-placas em “S”	180x30x2,3	30	50	1,1 [metanol]	-

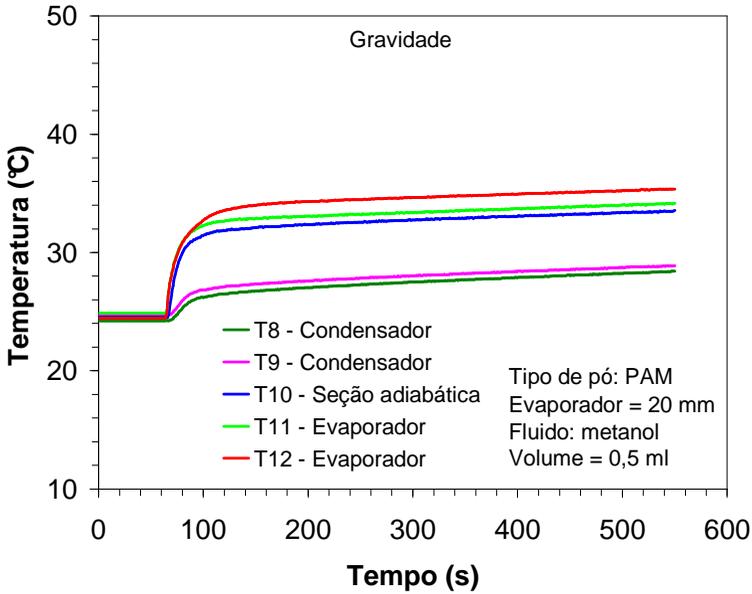


Figura 5.48: Distribuição de temperatura na condição de gravidade do minitubo de calor híbrido reto.

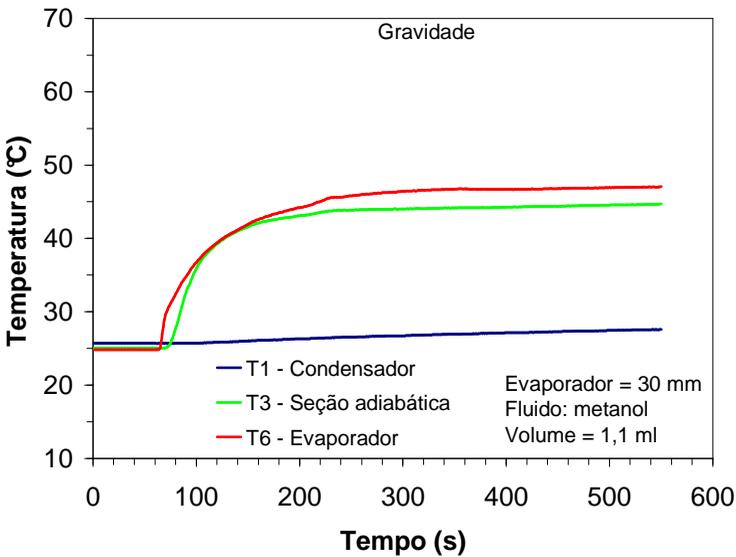


Figura 5.49: Distribuição de temperatura na condição de gravidade do minitubo de calor fios-placas em “S”.

Como ilustrado nas Figuras 5.48 e 5.49, os minitubos de calor híbrido e em “S”, respectivamente, testados em gravidade, não conseguem alcançar a condição plena de regime permanente, devido à pequena capacidade do bloco dissipador, que continua aquecendo enquanto recebe calor dos tubos. Mesmo assim, o desempenho destes dispositivos são semelhantes quando seus resultados são comparados com os resultados de laboratório, utilizando o banho térmico como sumidouro de calor.

O minitubo de calor sinterizado é alocado no módulo TCM-C que possui um bloco dissipador de alumínio preenchido com um material que muda de fase, PCM. Como dito anteriormente, este material possui um ponto de fusão próximo a 35°C. Nos testes realizados em microgravidade, antes do lançamento ele foi aquecido até o início na mudança de fase. Assim que o regime permanente é estabelecido, calor é aplicado ao tubo por meio de resistência elétrica.

Nas Figuras 5.50 e 5.51 pode-se comprovar a eficiência do uso do PCM, com a aplicação de um sumidouro de calor suplementar. Comparando a distribuição de temperatura do minitubo sinterizado em gravidade com e sem a utilização do PCM, pode-se observar que o uso do PCM estabiliza a distribuição de temperatura, permitindo que o sistema atinja a condição de regime permanente.

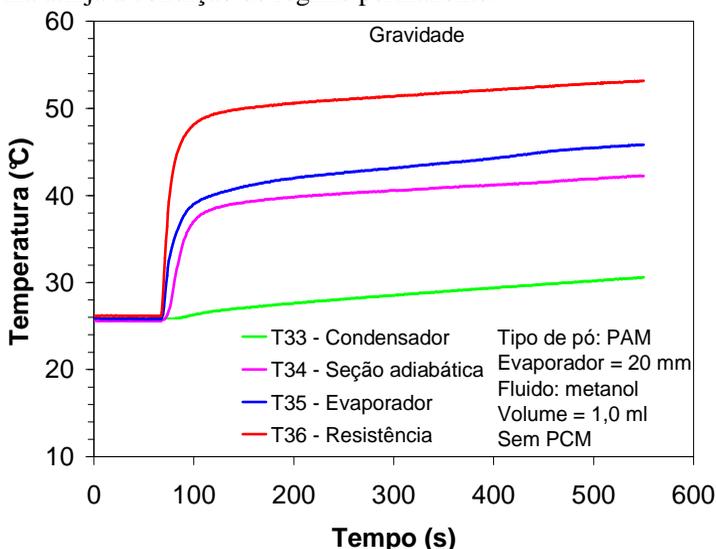


Figura 5.50: Distribuição de temperatura na condição de gravidade do minitubo de calor sinterizado sem o uso de PCM.

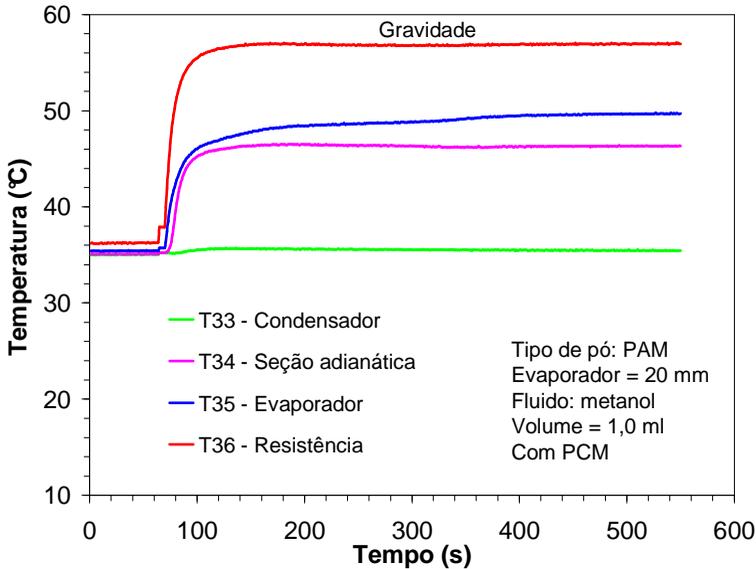


Figura 5.51: Distribuição de temperatura na condição de gravidade do minitubo de calor sinterizado com o uso de PCM.

Todas as atividades e procedimentos do experimento TCM anteriores ao lançamento foram cumpridas com sucesso. Ambos os sinais de *lift-off* e microgravidade foram recebidos pelo sistema de controle do experimento, TCM-D. O sistema de resfriamento da plataforma do foguete manteve o experimento a uma temperatura de 25,8°C, de acordo com os sensores de temperatura dos blocos de alumínio. A transmissão de dados por telemetria foi obtida com sucesso. O experimento foi recuperado intacto após o resgate da carga útil em alto mar e os dados armazenados na memória flash do sistema de aquisição estavam íntegros.

Na Figura 5.52 é apresentado o resultado da distribuição de temperatura em microgravidade do minitubo de calor híbrido. No mesmo gráfico é apresentado a variação dos níveis de aceleração em três eixos, onde z é o eixo longitudinal do foguete. Assim que o foguete é lançando as acelerações ficam próximas de 9G. A aceleração no eixo y refere-se ao movimento rotacional do foguete utilizado para a sua estabilização. Assim que as acelerações tornam-se micrométricas, o sinal de microgravidade é acionado ativando o aquecimento do tubo. Durante o período de reentrada o tubo ainda continuou funcionando

mesmo com acelerações aleatórias. O aquecimento foi interrompido 550 segundos após o lançamento.

Como pode ser observado nas Figuras 5.52, 5.53 e 5.54, os resultados em microgravidade indicaram uma razoável conformidade com os dados em gravidade. Nos minitubos híbrido reto e fios-placas em “S” do módulo TCM-A as curvas das temperaturas estão levemente mais inclinadas. Isto aconteceu possivelmente em virtude da diferença de temperatura inicial do teste e da elevação de temperatura do módulo em que estava inserido o experimento. Contudo, quando a diferença de temperatura entre o evaporador e condensador é calculada os valores dos dados em microgravidade e gravidade são muito semelhantes.

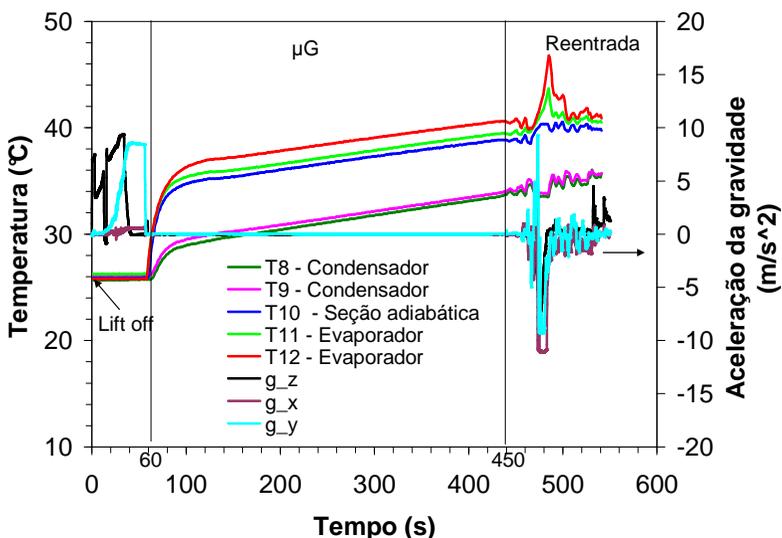


Figura 5.52: Distribuição de temperatura na condição de microgravidade do minitubo de calor híbrido reto.

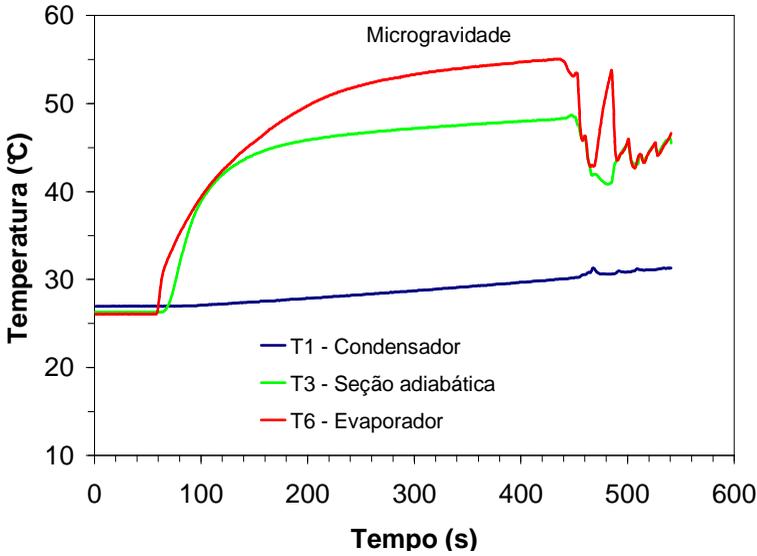


Figura 5.53: Distribuição de temperatura na condição de microgravidade do minitubo de calor fios-placas em “S”.

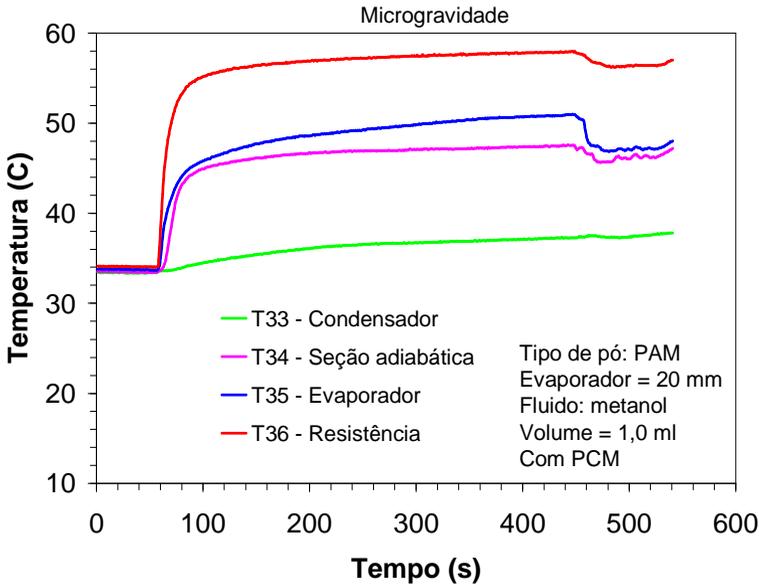


Figura 5.54: Distribuição de temperatura na condição de microgravidade do minitubo de calor sinterizado reto.

Os resultados dos testes com o minitubo sinterizado reto são apresentados na Figura 5.54. Para este caso, os níveis de temperatura dos testes em microgravidade estão mais próximos aos do teste em gravidade. Isto em virtude da utilização da tecnologia PCM para a absorção do calor proveniente do tubo.

Para a comparação dos dados em gravidade e microgravidade dos três minitubos de calor testados, a resistência térmica foi calculada. Porém, como constatado nos gráficos acima, os minitubos não atingem plenamente regime permanente. Deste modo, foi calculada a média das temperaturas do evaporador e condensador dos cinquenta últimos pontos anteriores ao final da microgravidade (450 s). Como pode ser observado na Tabela 5.7, os resultados em gravidade e microgravidade para os minitubos híbrido e sinterizados são semelhantes. O minitubo de calor fios-placas em “S” foi o que apresentou a maior diferença entre as duas condições, porém os resultados tornam-se similares quando a incerteza de 0,20 °C/W (ver Apêndice D.4) é computada.

Tabela 5.7: Comparação entre os resultados em gravidade e microgravidade em termo de resistência térmica.

<b>Tipo de tubo</b>	<b>R (°C/W) - Gravidade</b>	<b>R (°C/W) - Microgravidade</b>
Híbrido reto	0,58	0,57
MHPS	2,74	3,09
Sinterizado	1,40	1,36

### 5.3.3 Resultados dos Testes com o *Laptop*

Após os testes de bancada, o minitubo de calor híbrido em “S” com o melhor desempenho foi escolhido para substituir o tubo de calor original do computador portátil. Seguindo os procedimentos descritos na Seção 4.7.3, foram soldadas, ao minitubo, as placas de fixação e o condensador com aletas, sendo o tubo posteriormente carregado com o volume de 0,9 ml de água destilada.

Antes de ser inserido no computador, o minitubo híbrido foi testado previamente em um ambiente confinado no interior de uma caixa de alumínio, conforme descrito na Seção 4.7.2. Na Figura 5.55 é mostrado um gráfico da comparação em termos de resistência térmica entre o minitubo de calor original e o minitubo híbrido, testados na mesma configuração. Pode-se observar que os valores das resistências térmicas são inferiores aos dos testes em bancada (ver Figura 5.39) em

virtude da diferença no tipo do condensador. A convecção forçada de ar em aletas é menos eficiente que a do banho térmico, deste modo, a diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador torna-se menor, reduzindo assim a resistência térmica do tubo. Além disso, o desempenho do tubo híbrido é superior ao do tubo de calor original para potências acima de 10 W, a partir de onde sua resistência é menor.

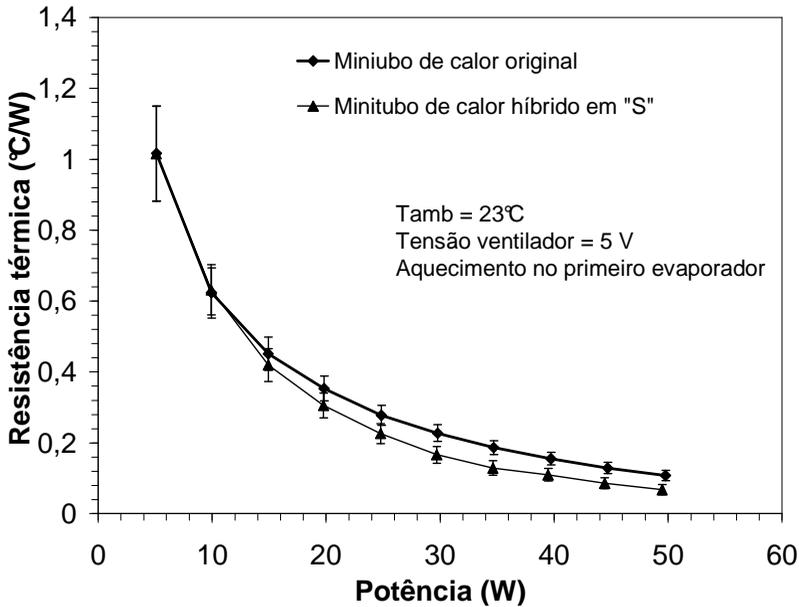


Figura 5.55: Comparação entre o minitubo de calor original e o minitubo híbrido na configuração do laptop.

Com a comprovação da eficiência e com a garantia de que o minitubo híbrido funciona em uma situação real de uso, o dispositivo pôde ser inserido no interior do *laptop* escolhido. Porém antes, o minitubo original do computador foi instrumentado e testado na sua condição de uso, para que, deste modo, pudesse haver dados para comparação após a substituição pelo minitubo de calor híbrido.

A grande dificuldade nos testes dos tubos com o computador em operação é diferenciar a potência inserida e a influência da temperatura do ar ambiente. A potência imposta ao tubo depende do efeito Joule causado nos transistores do processador, que por sua vez, depende do processamento de informações do computador, conforme demandado

pelo usuário. Para controlar este parâmetro foi utilizado um *software* gratuito denominado de *MaxCPU*, que permite a simulação do uso do processador de forma controlada. Para o controle da temperatura do ar ambiente, os testes foram realizados em uma sala refrigerada sempre com o computador posicionado no mesmo local na bancada. Foram simuladas duas condições de uso:

- 1) O computador ligado e o sistema operacional inicializado, permanecendo nesta condição por 30 minutos;
- 2) O computador ligado e o sistema operacional inicializado. Uma condição de 100% do uso do processador é simulada utilizando o *software MaxCPU* por 30 minutos;

Para o monitoramento da temperatura interna do processador e da rotação do ventilador do computador portátil foi utilizado o *software* gratuito *Hmonitor*.

Nos gráficos das Figuras 5.56 e 5.57 são mostrados os resultados dos testes da primeira condição de uso para o minitubo de calor original e híbrido, respectivamente. Pode-se observar que, assim que o computador é ligado, a temperatura do evaporador (TC9) e do condensador (TC1) se elevam rapidamente. Com o ventilador não acionado, há apenas a troca de calor por convecção natural nas aletas do condensador. Após o acionamento do ventilador e através do uso do *software* de monitoramento, percebe-se que o ventilador possui três níveis de rotação: 0, 1900 e 3363 rpm. Quando a temperatura da CPU, que não está apresentada nos gráficos, atinge 45°C o ventilador é acionado a 1900 rpm. O último nível de rotação é ativado quando a temperatura da CPU ultrapassa 53°C.

Comparando as duas situações, percebe-se que não há alteração muito significativa nos níveis de temperatura dos tubos. Mais precisamente, a temperatura do evaporador (TC9) do tubo híbrido após 30 minutos de teste é de 33,03°C, enquanto que no tubo original a temperatura atinge 34,2°C.

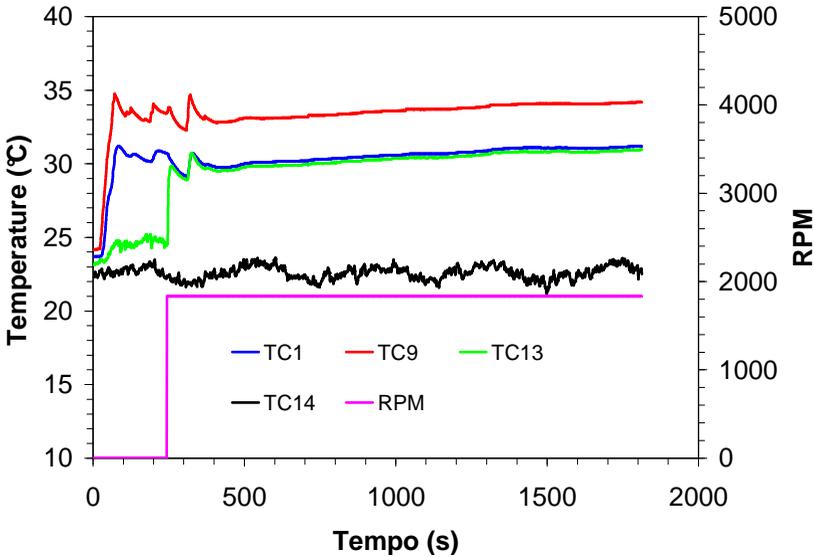


Figura 5.56: Teste de inicialização do computador com o minitubo de calor original.

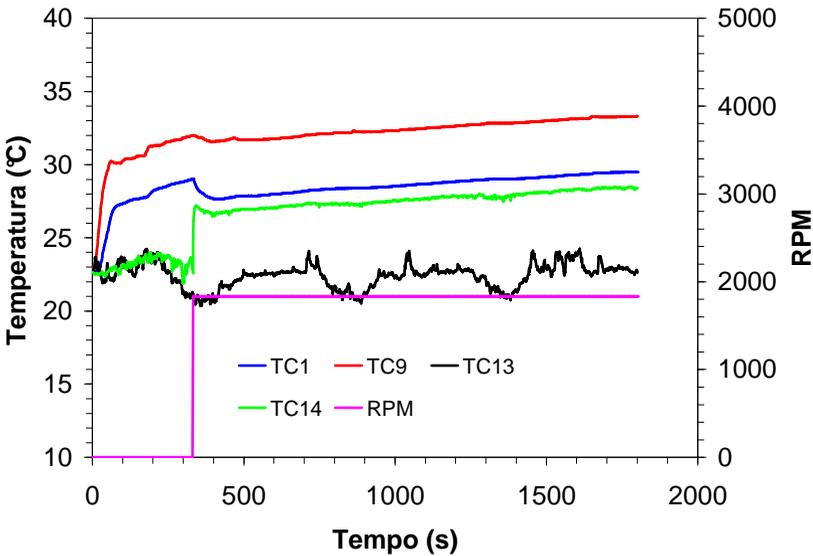


Figura 5.57: Teste de inicialização do computador com o minitubo de calor híbrido.

O segundo teste é realizado na condição limite do processador, ou seja, na sua máxima capacidade de geração de calor. Na Figura 5.58 é apresentado o resultado do teste com o minitubo de calor original. Assim que o computador é inicializado o software de simulação é acionado na máxima configuração, ou seja, a 100% de uso do processador. As temperaturas do evaporador e condensador se elevam bruscamente acionando o ventilador de forma mais rápida que no teste anterior. Mesmo com o ventilador a meia potência, o nível de temperatura do evaporador continua subindo, ativando assim o último nível de rotação do ventilador. A partir de então, com o aumento da convecção forçada, a temperatura do evaporador começa a se estabilizar e após 30 minutos seu valor atinge  $47,71^{\circ}\text{C}$ .

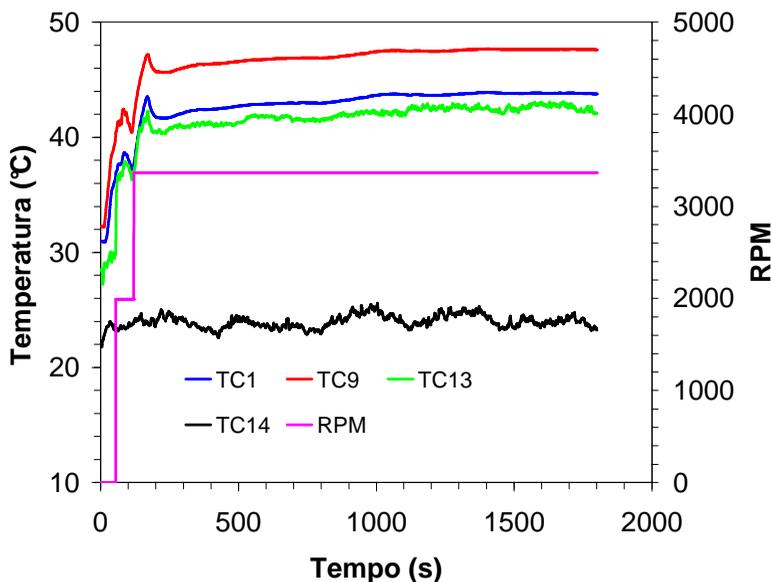


Figura 5.58: Teste com 100% de uso do processador na configuração original do computador.

Na Figura 5.59 é apresentado o resultado do teste de minitubo de calor híbrido instalado no interior do *laptop*. De imediato percebe-se que os perfis de temperatura são completamente diferentes dos perfis apresentados na Figura 5.58. Além do início do acionamento do ventilador estar defasado no tempo, a temperatura do evaporador no

final de 30 minutos atinge 42,6°C, 5,11°C menor que a temperatura do tubo original. Este resultado evidencia uma clara melhora na transferência e na dissipação de calor quando o minitubo de calor híbrido é utilizado, mostrando assim seu grande potencial. Este bom resultado pode ser explicado em grande parte por dois motivos, almejado por todo projetista de trocadores de calor: a redução da resistência térmica total e o aumento da área de troca ou dissipação. A resistência térmica do minitubo de calor híbrido é inferior ao do tubo original com ranhuras como foi constatado nos resultados acima. A área de troca de calor entre tubo/condensador pôde ser aumentada por conta da tecnologia fios-placas, que garante maior rigidez estrutural. Outra vantagem da tecnologia híbrida foi ter permitido a fabricação de um minitubo 0,9 mm mais fino que o tubo original, o que possibilita um melhor arranjo do dispositivo no interior do computador. Por outro lado, o tubo híbrido possui uma massa de 56,24 g, 41,56 g a mais que o minitubo de calor original (14,68 g).

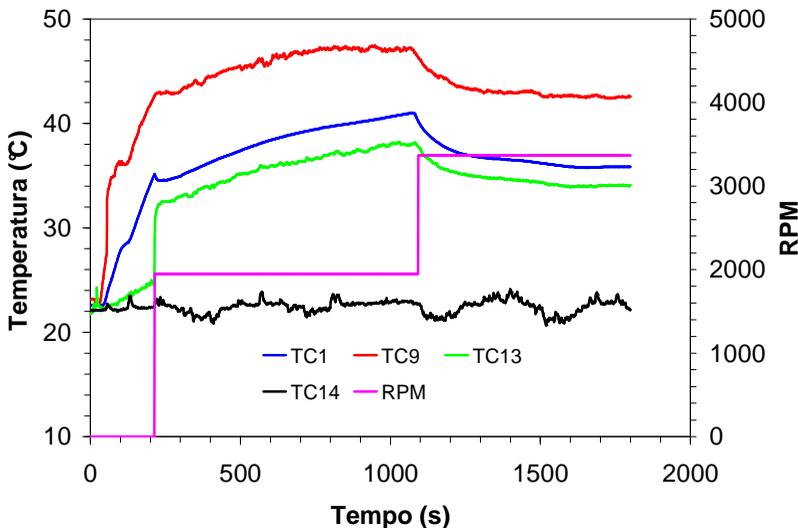


Figura 5.59: Teste com 100% de uso do processador na configuração com o minitubo híbrido.

### 5.3.3.1 Análise termográfica

Para uma análise de distribuição de temperaturas meramente qualitativo, imagens térmicas em infravermelho são adquiridas através

de uma câmera termográfica da marca Fluir® em duas situações: com o minitubo de calor original e com o minitubo híbrido instalado no computador. As condições de testes são as mesmas mencionadas acima, com o processador a 100% de uso. Como se pode observar, os resultados obtidos com as imagens térmicas mostradas na Figura 5.60 ratificam os resultados dos testes com termopares, comprovando a eficiência do minitubo de calor híbrido.

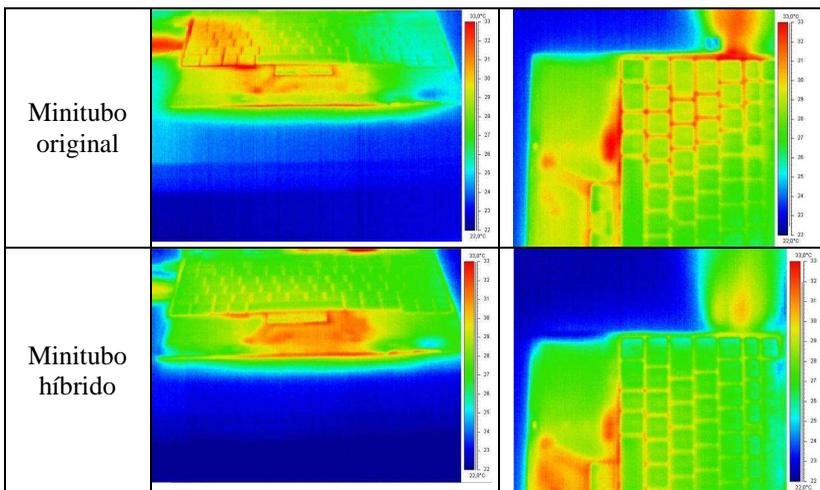


Figura 5.60: Imagens em infravermelho do laptop em funcionamento com o minitubo de calor original e o minitubo híbrido.

## 5.4 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS EXPERIMENTAIS E TEÓRICOS

Os resultados dos modelos matemáticos foram validados através da comparação com os resultados experimentais. Para o modelo hidrodinâmico, estes dados serão apresentados por meio da máxima capacidade de transferência de calor em função da temperatura de operação. Para o modelo térmico, apresenta-se a distribuição da temperatura de parede em função do comprimento axial dos minitubos de calor híbrido e fios-placas.

### 5.4.1 Modelo Hidrodinâmico

Como dito anteriormente, não há como medir com precisão o ângulo de contato entre o fluido de trabalho e a parede da ranhura

estudada. Assim, para a determinação da máxima transferência de calor teórica, o ângulo de contato foi variado até que os resultados teóricos se ajustarem aos pontos experimentais. Na Figura 5.61 é apresentado um gráfico comparativo dos resultados experimentais de três testes com os dados teóricos para um minitubo fios-placas carregado com metanol. Para evidenciar a reprodutibilidade do experimento foram plotados três testes: dois destes testes com minitubos fios-placas diferentes (teste 1 e teste 2) e o terceiro (teste 3) foi realizado um novo recarregamento no mesmo tubo do teste 2. Os pontos experimentais apresentam uma boa concordância com o modelo matemático ajustado com ângulo de contato de 19° para o conjunto metanol/cobre.

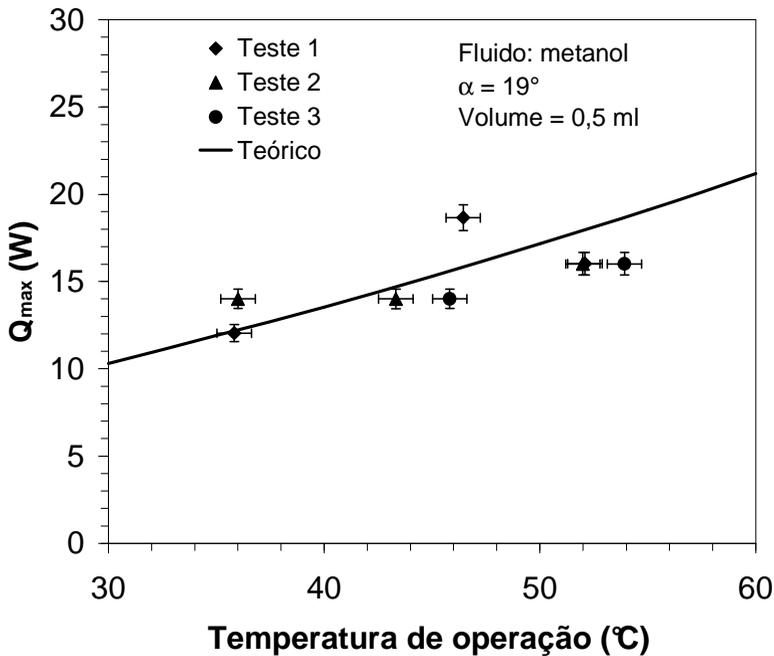


Figura 5.61: Comparação entre os resultados teóricos e experimentais para o minitubo de calor fios-placas reto carregado com metanol.

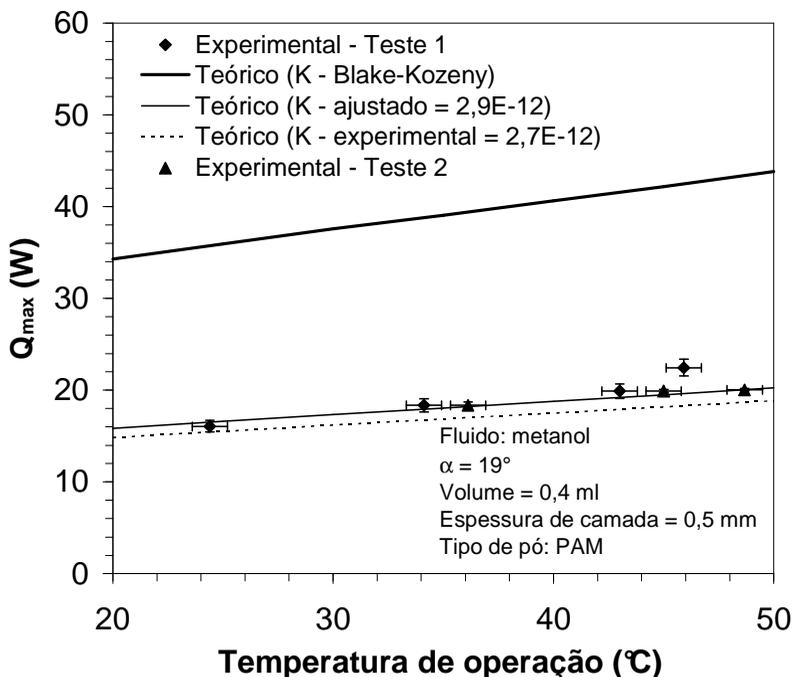


Figura 5.62: Comparação entre os resultados teóricos e experimentais para o minitubo de calor híbridos carregado com metanol.

Na Figura 5.62, o limite máximo transferência de calor teórico é comparado com os resultados experimentais em função da temperatura de operação. Para este tubo, além do ajuste do ângulo de contato, foi verificada a influência da variação da permeabilidade sobre o limite de operação do tubo. Como pode ser visto, uma pequena variação deste valor proporciona uma alteração no limite de operação do tubo. Deste modo, pode-se constatar que a permeabilidade é o parâmetro de maior influência na determinação do limite máximo de operação de um minitubo híbrido com meio poroso sinterizado. A diferença torna-se ainda maior quando a equação de Blake-Kozeny (A.22), utilizada para a determinação da permeabilidade teórica através da porosidade e diâmetro médio de partículas, é empregada. Fica evidente que a obtenção de uma estrutura capilar ótima torna-se muito difícil, pois ela depende de parâmetros que só podem ser avaliados experimentalmente.

Os resultados experimentais do minitubo híbrido em “S” utilizado no *laptop* também são comparados com resultados do modelo teórico.

Dois tubos com a mesma configuração foram utilizados para esta comparação, sendo que o teste número 1 foi realizado com o tubo escolhido para equipar o computador portátil. Através da Figura 5.63 pode-se verificar que houve uma boa comparação entre os dados teóricos e experimentais.

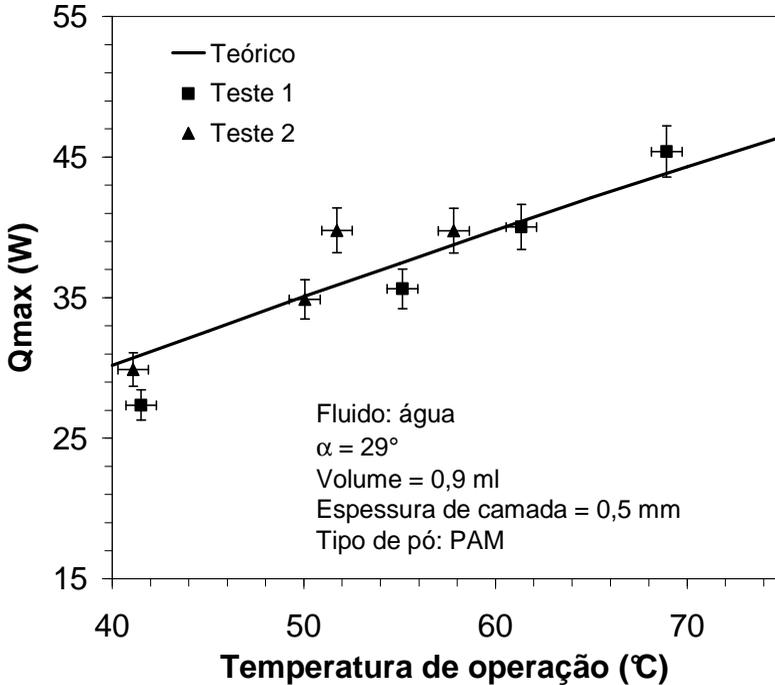


Figura 5.63: Comparação entre os resultados teóricos e experimentais para o minitubo de calor híbridos em “S” carregado com água destilada.

Para quantificar porcentualmente a diferença entre os resultados dos modelos teóricos e os dados experimentais foi calculado o erro médio quadrático (RMSE), que quantifica a dispersão dos resultados teóricos relativos aos resultados experimentais, e o erro do desvio médio (MBE – Mean Bias Error), que quantifica o desvio dos resultados teóricos relativos aos resultados experimentais. As expressões do RMSE e MBE são dadas por Holman (1994):

$$RMSE = \left[ \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_{teo,i} - x_{ex,i})^2 / N}}{\sum_{i=1}^n x_{ex,i} / N} \right] \times 100 \quad (5.5)$$

$$MBE = \sum_{i=1}^n \left[ \frac{(x_{teo,i} - x_{ex,i}) / x_{ex,i}}{N} \right] \times 100 \quad (5.6)$$

onde  $x_{teo}$  e  $x_{ex}$  são, respectivamente, os resultados teóricos e experimentais e  $N$  é o número total de informações disponíveis para comparação.

O erro médio quadrático e o erro do desvio médio entre os resultados dos modelos hidrodinâmicos e experimentais para os minitubos testados são apresentados na Tabela 5.7.

Tabela 5.8: Erro médio quadrático e erro do desvio médio para os resultados dos modelos hidrodinâmicos dos minitubos de calor testados.

<b>Tipo de minitubo de calor</b>	<b>RMSE (%)</b>	<b>MBE (%)</b>
Fios-placas reto	12,55	3,78
Híbrido reto	5,96	2,68
Híbrido em “S”	5,75	0,87

### 5.4.2 Modelo Térmico

A Figura 5.64 mostra a comparação entre a temperatura de parede medida (símbolos) e a calculada (linha) ao longo do minitubo de calor fios-placas para dois níveis de potência. Ambas as temperaturas são mais elevadas do que a temperatura de saturação na seção do evaporador, devido a imposição de calor nesta região. Na seção adiabática, as temperaturas de parede medidas e teóricas são praticamente idênticas a temperatura de saturação, devido a condição de isolamento térmico desta seção. Os resultados do modelo se adaptam bem para estas duas seções. A diferença mais significativa entre a temperatura de saturação e de parede ocorre na região do condensador, em razão das incertezas da modelagem da resistência térmica, causada pela maior espessura do filme de líquido. Por este motivo, a adaptação dos resultados teóricos e experimentais não é tão boa na seção do condensador, entretanto, o comportamento ascendente do perfil da

temperatura teórica de parede se assemelha ao perfil da temperatura experimental.

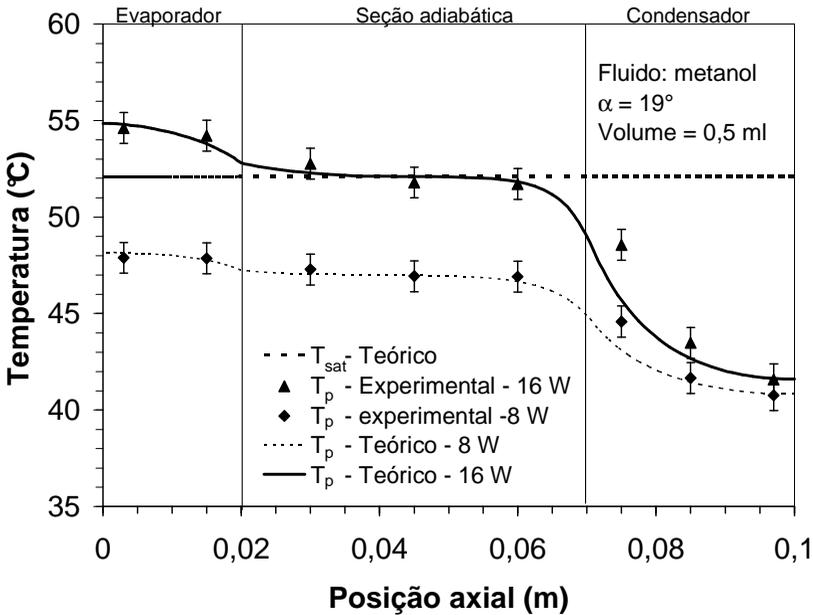


Figura 5.64: Comparação entre a temperatura de parede medida e a calculada para o minitubo de calor fios-placas.

Na Figura 5.65 é apresentada a variação axial da temperatura de parede para o minitubo de calor híbrido. A maior divergência entre os dados teóricos e experimentais ocorreu para a seção do condensador pela mesma razão da do tubo fios-placas, já que esta seção utiliza o mesmo tipo de tecnologia.

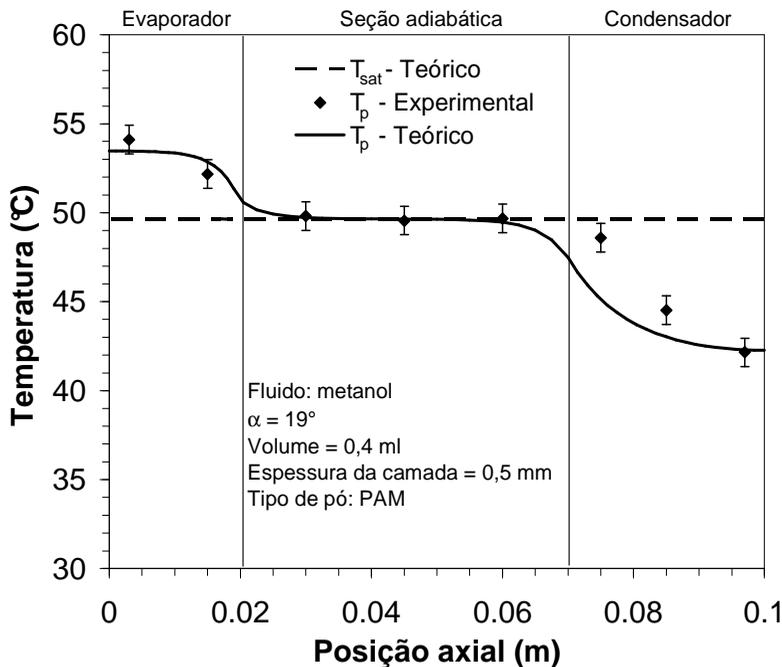


Figura 5.65: Comparação entre a temperatura de parede medida e a calculada para o minitubo de calor híbrido.

Para a quantificação da diferença entre os resultados teóricos e experimentais o erro médio quadrático e o erro do desvio médio foram calculados para os minitubos testados, conforme ilustrado na Tabela 5.8. Os valores obtidos ratificam a boa concordância entre os modelos térmicos e os resultados dos testes em bancada, validando assim o presente modelo.

Tabela 5.9: Erro médio quadrático e erro do desvio médio para os resultados dos modelos térmicos dos minitubos de calor testados.

Tipo de minitubo de calor	RMSE (%)	MBE (%)
Fios-placas reto (16W)	2,12	0,95
Híbrido reto	7,59	2,27

## 5.5 CONCLUSÕES

Neste capítulo os resultados dos modelos hidrodinâmicos e térmicos foram apresentados. Através deles, o volume de preenchimento e otimização de parâmetros como espaçamento entre fios, espessura de camada sinterizada e melhor tipo de pó foram determinados. Resultados experimentais para os três tipos de experimentos propostos, bem como os dados da caracterização do meio poroso, foram mostrados.

Foi constatado que, para a configuração reta, o minitubo de calor híbrido apresenta melhor comportamento térmico que o minitubo tubo fios-placas, que por sua vez foi melhor que o minitubo sinterizado. Para a configuração em “S”, a tecnologia híbrida apresentou um comportamento bem superior a tecnologia fios placas, devido a grande extensão do minitubo.

Por fim, os dados experimentais foram comparados com os dados teóricos. Os resultados teóricos dos modelos hidrodinâmicos e térmicos apresentaram uma boa concordância com os resultados experimentais, validando assim o modelo numérico.

## CAPÍTULO 6

### CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste estudo foram apresentados os resultados experimentais e teóricos de duas configurações de minitubos de calor: fios-placas e híbridos. Foram desenvolvidos modelos matemáticos hidrodinâmicos para ambos os tubos, visando a determinação da máxima capacidade de transporte de calor dos dispositivos. Também foram desenvolvidos modelos térmicos que previam a condução de calor através dos minitubos para a determinação da temperatura de parede destes. Além disso, foram testados em laboratório diferentes configurações de minitubos, com diversas geometrias, estruturas capilares, volumes e fluidos de carregamento. Um experimento para testes em microgravidade foi desenvolvido, culminando no seu teste a bordo de um foguete de sondagem. Ademais, um minitubo de calor híbrido em formato de “S” foi projetado, construído e instalado em um computador portátil, visando os testes das tecnologias aqui desenvolvidas em uma situação real de aplicação.

As principais realizações, contribuições e resultados deste trabalho são apresentados a seguir:

- Desenvolvimento de um modelo hidrodinâmico para o regime permanente, que permitiu o estudo teórico de vários parâmetros de funcionamento dos minitubos de calor fios-placas e híbrido, como: distribuição de pressão e velocidades dos fluidos, cálculo do volume ideal de fluido de trabalho, determinação de ângulo de contato fluido metal, dentre outros.
- Descrição dos perfis de velocidade da fase líquida e vapor, dos perfis de pressão e principalmente da variação do raio do menisco para as tecnologias fios-placas.
- Desenvolvimento de um modelo térmico acoplado ao modelo hidrodinâmico que permitiu a determinação da distribuição da temperatura de parede para ambos os tubos estudados.
- Desenvolvimento de um processo de fabricação de minitubos de calor híbridos utilizando a tecnologia fios-placas conciliada a tecnologia de metal poroso sinterizado em um mesmo tubo. Para este dispositivo foi requerido um pedido de patente nacional com o número de protocolo: 017110000960.

- Comprovação de que o ângulo de contato influencia fortemente a performance de um minitubo de calor. Para os dois fluidos estudados se evidenciou que a máxima capacidade de transferência de calor aumenta com a diminuição do ângulo de contato.
- Determinação do volume de carregamento ótimo através do cálculo da distribuição de massa de líquido e vapor para os minitubos de calor. Por meio das informações teóricas, testes experimentais com diferentes quantidades de fluido de trabalho foram realizados, determinando o volume ótimo de carregamento para cada tipo de tubo.
- Verificação através da otimização de parâmetros de projeto, que a distância entre fios pode aumentar a capacidade máxima de transporte de calor em um único canal do minitubo de calor. Contudo, este aumento é mascarado pela redução no número de canais, limitando assim o transporte de calor total de todo um minitubo se o seu volume total for um limitante, o que depende da aplicação.
- Verificação, através de otimização de parâmetros de projeto, que há uma espessura ótima de camada de material sinterizado onde a transferência de calor é máxima. No presente trabalho este valor foi de 0,5 mm para o pó do tipo PAM.
- Verificação através de otimização de parâmetros de projeto que o tipo de pó, e conseqüente tamanho de partícula, influencia na determinação da máxima capacidade de transferência de calor. Para as configurações aqui propostas o melhor comportamento foi obtido com o pó do tipo PAM.
- Verificação que o aumento do tamanho do evaporador melhora o desempenho térmico para o minitubo com ranhuras fios-placas e piora para o minitubo de calor híbrido, devido a influência da perda de carga causada pelo elemento poroso.
- Comparação experimental do desempenho térmico de três diferentes tipos de tubos: minitubo de calor fios-placas, híbrido e sinterizado. Constatação de que o minitubo de calor híbrido possui maior capacidade de transferência de calor com uma menor resistência térmica.
- Verificação de que a influência de que geometrias de minitubos de calor que incluem curvas suaves, como as do minitubo de calor híbrido em “S”, pouco alteram o desempenho térmico do dispositivo.

- Validação do modelo matemático desenvolvido a partir da comparação com os resultados experimentais para três configurações distintas: minitubo de calor fios-placas reto, minitubo de calor híbrido reto e minitubo de calor híbrido em “S”. A concordância boa entre os resultados teóricos e os dados medidos valida o modelo e confirma que ele pode ser usado para diagnosticar e otimizar a máxima capacidade de transferência de calor, bem como determinar a distribuição de temperatura de parede para uma dada aplicação.
- Qualificação do sistema de aquisição de sinais e controle compacto para experimentos em microgravidade, bem como a implementação de software em linguagem C++ para operação do experimento automaticamente e do protocolo de comunicação através do sinal de telemetria do foguete. Este tipo de sistema não está disponível para compra no mercado e deve ser desenvolvido especialmente para cada experimento.
- Teste em microgravidade de seis tipos diferentes de tecnologias envolvendo dispositivos que operam através do processo de mudança de fase. Os testes realizados comprovam e qualificam a eficiência destes dispositivos como um meio de transporte de calor, os quais possibilitam o controle térmico de calor concentrado em pequenas regiões em equipamentos eletrônicos que operam em microgravidade.
- Comprovação da eficiência da tecnologia de minitubos de calor híbrida através de seu uso em uma operação real de funcionamento em um computador portátil comercial. A redução de temperatura de  $5,11^{\circ}\text{C}$  pode parecer pequena, porém considerando que a vida útil de um processador depende dos níveis de temperatura, este valor pode se tornar significativo ao longo de anos de funcionamento.

Como sugestões para os trabalhos futuros em minitubos de calor, são recomendados os seguintes tópicos de estudo:

- Realizar testes de longa duração para avaliação do desempenho do minitubo em longos períodos de tempo.
- Realizar estudos para verificar a influência de dois ou mais evaporadores no desempenho térmico de um minitubo de calor.
- Verificar a influência da inclinação nos dispositivos aqui apresentados.

- Testar novos tipos de materiais porosos, como os obtidos a partir de pós dendríticos.
- Verificar a influência da variação de porosidade no sentido transversal e longitudinal em um minitubo de calor sinterizado e híbrido.

Artigos e trabalhos publicados, submetidos e desenvolvido durante o período de doutoramento:

1. PAIVA, K. V.; MANTELLI, M. B. H.; GOHR, R.; CORREA, M. A., Wire Mini Heat Pipe Under Microgravity Conditions, 14th International Heat Pipe Conference (14th IHPC), 2007, Florianópolis. Proceedings of 14th IHPC, 2007.
2. PAIVA, K. V.; MANTELLI, M. B. H.; GOHR, R.; SLONGO, L. K., NICOLAU, V. B., Experimental Tests of Wire Mini Heat Pipe under Microgravity Conditions aboard Suborbital Rockets. 9th International Heat Pipe Symposium, Kuala Lumpur - Malásia, 2008.
3. PAIVA, K. V.; MANTELLI, M. B. H.; NUERNBERG, G. V.; LONGO, Leonardo Kessler; REIS, F.; BURG, S. J.; Bissoli Nicolau, Victor, Experimental Tests of Mini, Pulsating and Heat Spreader Heat Pipes Under Microgravity Conditions Aboard Suborbital Rockets, 15th International Heat Pipe Conference, Clemson, South Carolina USA, 2010.
4. Patente – Minitubo de calor híbrido – protocolo: 017110000960.
5. REIS, F., Estudo e desenvolvimento de um elemento poroso de cobre para aplicação em minitubos de calor, Trabalho de Conclusão de Curso – UFSC – Engenharia de Materiais, Florianópolis, 2010 – Co-orientador.
6. SANTOS, J.B, Análise de imagens digitais de meio poroso de cobre desenvolvido para aplicação em minitubos de calor, Trabalho de Conclusão de Curso – UFSC – Engenharia de Materiais, Florianópolis, 2011- Banca.
7. KU, J.; PAIVA, K.V.; MANTELLI, M.B.H., Loop Heat Pipe Operation Using Heat Source Temperature for Set Point Control, International Two-Phase Thermal Control Workshop, Washington DC, Out. 2011 - submetido.

8. KU, J.; PAIVA, K.V.; MANTELLI, M.B.H., Loop Heat Pipe Transient Behavior Using Heat Source Temperature for Set Point Control with Thermoelectric Converter on Reservoir, International Two-Phase Thermal Control Workshop, Washington DC, Out. 2011 - submetido.
9. CREPALDI, A., Projeto e implementação de computador de bordo para controle e monitoramento térmico em ambiente de microgravidade, Trabalho de Conclusão de Curso – UFSC – Engenharia de Elétrica, Florianópolis, 2011 - Banca.
10. PAIVA, K. V.; MANTELLI, M. B. H. ; GOHR, RAUL JR. ; SLOGO, LEONARDO KESSLER . Analysis of Thermal Behavior of Wire Mini Heat Pipe. Journal of Heat Transfer, 2011 – Submetido.
11. TSAI, M.C.; KANG, S.W.; PAIVA, K.V., The effect of inclination on a Vapor Chamber Heat Spreader, Applied Thermal Engineering, 2011 – submetido.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABHAT, A., Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials, **Solar Energy**, vol. 30, no. 4, pp. 313-332, 1983.

ADAMSON, A. W., **Physical Chemistry of Surfaces**, Wiley Interscience, New York, 5ª edição, 1990.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. Manual on the use of thermocouples in temperature measurement. Philadelphia: ASTM, 1974.

AMERICAN WELDING SOCIETY (A.W.S.). **Welding Handbook**, 7. ed. vol. 2, 1978.

ASM COMMITTEE, Cleaning and finishing of copper and copper alloys, **Metals Handbook**, 8th Edition, vol. 2, pp. 635-647, 1973.

ASM HANDBOOK, **Power metal technologies and applications**, ASM International, vol.7, 1998.

ATABAKI, N., BALIGA, B. R., Effective thermal conductivity of water-saturated sintered powder-metal plates, **Heat and Mass Transfer**, vol. 44, pp. 85-99, 2007.

BABIN, B.R.; PETERSON, G.P.; WU, D., Steady state modeling and testing of a micro heat pipe, **Journal of Heat Transfer**, vol. 112, n 3, pp. 595-601, 1990.

BALA, K., PRADHAN, P., SAXENA, N., Effective thermal conductivity of copper powders, **Journal of Physics**, vol. 1068, 1989.

BAUER, T. H., A general analytical approach toward the thermal conductivity of porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36, pp. 4181-4191, 1993.

BERTI, L. F., Caracterização de cerâmicas porosas para aplicação em sistemas de bombeamento capilar, **Dissertação de Mestrado**, Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

BROWNING, D. W.; DiSTEFANO E., Greater mobility through lower power, **Intel Technology Journal**, vol 12, issue 3, Nov 2008.

CAREY, V.P., **Liquid-vapor phase-change phenomena**, Taylor & Francis, EUA, 1992.

CELATA, G.P., **Heat transfer and fluids flow in microchannels**, Begell House, EUA, <http://books.google.com>, 2004.

CHANG, J.C.S.; WANG, C.H.; LIU, J.K.; FENG, Y; WANG, Y; HUANG, C.Y, A study of composite wick heat pipes for notebook cooling, **8<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium**, pp. 236-241, Kumamoto, Japão, 2006.

CHEN, Y.M.; WU, S.C.; CHU, C.I., Thermal performance of sintered miniature heat pipes, **Heat and Mass Transfer**, vol. 37, pp. 611-616, 2001.

CHENG, T.C.; WU, J.Y.; HONG, C.W.; LO, C.T., Method of manufacturing heat pipe having sintered powder wick, **Patente Internacional** - US 2006/0197245 A1, 2006.

CHI, S. W.; CYGNAROWICZ, T. A., Theoretical Analyses of Cryogenic Heat Pipes, **ASME**, New York, NY – EUA, 1976.

CHU, C.I.; WU, S.W., CHEN, Y.M., Enhancement of thermal performance in sintered miniature heat pipes, **12<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference**, Moscow-Kostrona-Moscow, Russia, Maio, 2002.

CHURAEV, N. V., Derjaguin's disjoining pressure in the colloid science and surface phenomena, **Advances in colloid and interface science**, vol. 104, 2003.

CORRÊA, F. A., Apresentação – Nivelamento Básico 3AO – Experimentos para veículos suborbitais, Programa Microgravidade, 2008.

COTTER, T. P., Principles and Prospects for Micro Heat Pipes, **5<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference**, pp. 328-335, Tsukuba-Japan, 1984.

COUTO, P., Análise teórica e experimental da partida supercrítica de tubos de calor criogênicos, **Tese de Doutorado**, Universidade Federal de Santa Catarina, 2003.

DEMSKY, S. M.; MA, H. B., Thin film evaporation on a curved surface, **Microscale Thermophysical Engineering**, vol. 8, pp. 285-299, Sep 2004.

DO, K.; KIM, S.; GARIMELLA, S., A mathematical model for analyzing the thermal characteristics of a flat micro heat pipe with a grooved wick, **International Journal of Heat and Mass**, vol. 51, pp. 4637-4650, 2008.

EKTUMMAKIJ, P.; KUMTHONKITTIKUN,V.; KURIYAMA, H.; MASSHIKO, K.; MOCHIZUKI, M.; SAITO, Y.; NGUYEN, T., New composite wick heat pipe for cooling personal computers, **13<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference**, Shangai – China, 2004.

ELSSNER, G.; PETZOW, G., Review. 1990 Metal/ceramic joining, **ISIJ International**, vol.30, n. 12, pp. 1011-1032, 1990.

FAGHRI, A., **Heat Pipe Science and Technology**, Taylor & Francis, Washington D.C. – EUA, 1995.

FRANCHI, G.; HUANG, X., Design and fabrication of hybrid bi-modal wick structure for heat pipe application, **Journal of Porous Materials**, vol. 15, no. 6, pp. 635-642, Jul. 2007.

GABRIEL, K.S., Microgravity two-phase flow and heat transfer: What have we learned ?, **12<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference**, Moscow-Kostrona-Moscow, Russia, Maio 19-24, pp 35-41, 2002. Gaithersburg MD, 20899, <http://webbook.nist.gov>, (retirado 4 abril, 2009).

GONZO, E. E., Estimating correlations for the effective thermal conductivity of granular materials, **Chemical Engineering Journal**, 90, pp. 299–302, 2002.

HOLM, F.W.; GOPLEN, S.P., Heat transfer in the meniscus thin film transition region, **ASME Journal of Heat Transfer**, vol. 101, pp. 543–547, 1979.

HOLMAN, J.P., **Experimental methods for engineers**, Mcgrall-Hill, 6.ed., Singapore, 1994.

HOPKINS, R.; FAGHRI, A.; KHRUSTALEV, D., Flat Miniature Heat Pipes with Micro Capillary Grooves, **Journal of Heat Transfer - ASME**, vol 121, pp.102-109, 1999.

HUANG, X.; FRANCHI, G., Design and fabrication of hybrid bi-modal wick structure for heat pipe application, **Journal of Porous Material**, vol. 15, n. 6, pp. 635-642, 2007.

HUANG, X.; LUI, C. Y., The pressure and velocity fields in the wick structure of a localized heated flat plate heat pipe, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 39, no. 6, pp. 1325-1330, Apr. 1996.

HUNG, Y. M.; SENG, Q., Effects of geometric design on thermal performance of star-groove micro-heat pipes, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 54, no. 5-6, pp. 1198-1209, Feb. 2011.

HWANG, G.; KAVIANY, M.; ANDERSON, W.; ZUO, J., Modulated wick heat pipe, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 50, no. 7-8, pp. 1420-1434, Abr. 2007.

IMURA, H., MOCHIZUKI, M., SAITO, Y., TORII, S., KOITO, Y., Numerical analysis and experimental verification on thermal fluid phenomena in a vapor chamber, **Applied Thermal Engineering**, vol. 26, pp. 1669-1676, 2006.

INNOCENTINI, M. D. M.; PANDOLFELLI, V. C., Considerações sobre a estimativa da permeabilidade em concretos refratários através das equações de Darcy e de Forchheimer, **Cerâmica**, vol. 45, no. 292-293, Jun. 1999.

INNOCENTINI, M. D. M.; STUDART, A. R.; PILEGGI, R. G.; PANDOLFELLI, V. C., Perfil de permeabilidade em concretos refratários, **Cerâmica**, vol. 47, no. 301, 2001a.

INNOCENTINI, M. D. M.; PANDOLFELLI, V. C., Permeability of porous ceramics considering the Klinkenberg and inertial effects,

**Journal of the American Ceramic Society**, vol. 84, no. 5, pp. 941–944, 2001b.

ITRS, The International Technology Roadmap for Semiconductors, Semiconductor Industry Association, <http://www.ITRS.net>, 2004.

KANG, S. J. L., **Sintering: Densification, grain growth and microstructure**, Elsevier Butterworth – Heinemann, EUA, 2005.

KANG, S. W; HUANG, D. L., Fabrication of Star Grooves and Rhombus Grooves Micro Heat Pipe, **Journal of Micromechanics and Microengineering**, vol. 5, 2002.

KATSUTA, M.; SHINDO, T.; SAITO, K.; SONTAN, M.; KIMURA, Y.; NAKAMURA, Y., Heat transfer and transient characteristics in flat plate micro heat pipe, **13th International Heat Pipe Conference**, Shanghai, China, Set. 21-25, 2004.

KAVIANY, M., **Principles of heat transfer in porous media**, 2<sup>nd</sup> ed. Springer-Verlag, New York, 1995.

KHAYARGOLI, P.; LOYA, V.; LEFEBVRE, L.; MEDRAJ, M., The impact of microstructure on the permeability of metal foams, **Proceeding of CSME Forum**, pp. 220–228, 2004.

KHRUSTALEV, D.; FAGHRI, A., Thermal Analysis of a Micro Heat Pipe, **ASME**, vol. 116, n. 1, pp. 189-198, 1994.

KLEIN, A.N., Metalurgia do pó e materiais sinterizados. Material didático utilizado em sala de aula, UFSC, 2002.

KU, J., Operating characteristics of loop heat pipes, **29<sup>th</sup> International Conference on Environmental System**, Denver/Colorado – EUA, 1999.

KUZMIN, G. , Oasis□cooling packaging technology for notebook computers, **Proceedings of the ELECTRO '94 International conference**, pp. 829-835, Boston, Massachusetts, May 1994.

LALLEMAND, M.; LEFEVRE, F., Micro/Mini heat pipes for the cooling of electronics devices, **13<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference**, Shangai – China, pp 12-22, Set. 2004.

LAUNAY, S.; SARTRE, V.; MANTELLI, M.B.H.; PAIVA, K.V., Investigation of a wire plate micro heat pipe array, **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 43, Issue 5, pp 499-507, Maio 2004a.

LAUNAY, S.; SARTRE, V.; LALLEMAND, M., Hydrodynamic and Thermal Study of a Water – Filled Micro Heat Pipe Array, **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, vol. 18, n. 3, Set. 2004b.

LEFÈVRE, F.; LALLEMAND, M., Coupled thermal and hydrodynamic models of flat micro heat pipes for the cooling of multiple electronic components, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 49, no. 7-8, pp. 1375-1383, Apr. 2006.

LEFÈVRE, F.; RULLIERE, R.; PANDRAUD, G.; LALLEMAND, M., Prediction of the temperature field in flat plate heat pipes with micro-grooves – Experimental validation, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 51, no. 15-16, pp. 4083-4094, Jul. 2008.

LEMMON, E.W.; MCLINDEN, M.O.; FRIEND, D.G., Thermophysical Properties of Fluid Systems, **NIST Chemistry WebBook**, NIST Standard Reference Database Number 69, 2011.

LEOANG, K.; LIU, C.; LU, G., Characterization of sintered copper wicks used in heat pipes, **Journal of Porous Materials**, vol. 4, no. 4, pp. 303–308, 1997.

LEONG, K. C.; LIU, C.Y.; LU, G. Q., Characterization of sintered copper wicks used in heat pipes, **Journal of Porous Materials**, vol.4, pp. 303-308, 1997.

LI, C.; PETERSON, G. P., Capillary condensation on micro-finned surfaces, **42nd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit**, Reno – Nevada/EUA, 2004.

LI, Y.; XIAO, H.; LIAN, B.; TANG, Y.; ZENG, Z., Forming method of axial micro grooves inside copper heat pipe, **Transactions of Nonferrous Metals Society of China**, vol. 18, no. 5, pp. 1229-1233, 2008.

LIPS, S.; LEFÈVRE, F.; BONJOUR, J., Physical mechanisms involved in grooved flat heat pipes: Experimental and numerical analyses, **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 50, no. 7, pp. 1243-1252, 2011.

LONGTIN, J.P.; BADRAN, B.; GERNER, F.M., A one-dimensional model of a micro heat pipe during sateady-satate operation, **Journal of Heat Transfer**, vol. 116, pp. 709 – 715, 1994.

MA, A. B.; PETERSON, G. P., The Minimum meniscus Radius and Capillary Heat Transport Limit in Micro Heat Pipe, **Journal of Heat Transfer**, vol. 120, pp. 227-233, College Station, Texas – USA, 1998a.

MA, B. H.; PETERSON G. P., Temperature Variation and Heat Transfer in Triangular Grooves with an Evaporating Film, **Journal of Thermophysical and Heat Transfer**, vol. 11, College Station, Texas – USA, 1997.

MA, H. B.; PETERSON, G. P., Disjoining Pressure Effect on the Wetting Characteristics in a Capillary Tube, **Microscale Thermophysical Engineering**, vol. 2, n. 4, pp. 283-297, 1998b.

MACHIROUTU, S.; KLUGE, B.; KURODA, M.; POKHARNA, H., Design and test methodologies of use of heat pipes in laptop PCs, **8<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium**, Kumamoto, Japão, 2006.

MAHAJAN, R.; CHUI, C.P.; CHRYSLER, G., Cooling a microprocessor chip, **IEEE**, vol. 94, pp. 1476-1486, 2006.

MALLIK, A. K.; PETERSON, G. P., Steady-State Investigation of vapor deposited Micro Heat Pipe Arrays, **Journal of Electronic Packaging**, vol. 117/1-6, College Station, Texas – USA, 1995.

MARTINELLI, A. E., **Diffusion bonding of silicon carbide and silicon nitride to molybdenum**, McGill University, 1996.

MAXWELL, J. C. **A treatise on electricity and magnetism**, 3rd edn., vol. 1. Dover, New York, em [http://en.wikisource.org/wiki/A\\_Treatise\\_on\\_Electricity\\_and\\_Magnetism](http://en.wikisource.org/wiki/A_Treatise_on_Electricity_and_Magnetism), 1954.

MAYDANIK, Y.F, Loop Heat Pipes, **Applied Thermal Engineering**, Set. 2004.

MAZIUK, V.; KULAKOV, A.; RABETSKY, M.; VASILIEV, L.; VUKOVIC, M., Miniature heat pipe thermal performance prediction tool – software development, **Applied Thermal Engineering**, vol. 21, pp. 559-571, 2001.

MERA, J.P.F., Análise da transferência de calor em meios porosos de porosidade variável aplicados a minitubos de calor, **Dissertação de Mestrado** – UFSC – Engenharia Mecânica, 2011.

MIGLIACCIO, P.; GARIMELLA, C. P., Evaporative heat and mass transfer from the free surface of a liquid wicked into a bed of spheres, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 54, no. 15-16, pp. 3440-3447, 2011.

MO, S, HU, P., CAO, J., CHEN, J., FAN, H., Yu, F., "Effective thermal conductivity of moist porous sintered nickel material," **International Journal of Thermophysics**, vol. 27, p. 304–313, 2006.

MONGIA, R. K., Heat pipe in future mobile plataformas, **14<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference**, Florianópolis, Brasil, Abril, 2007.

MOON, S.; HWANG, G.; KO, S.; KIM, Y., Experimental study on the thermal performance of micro-heat pipe with cross-section of polygon, **Microelectronics Reliability**, vol. 44, no. 2, pp. 315-321, 2004.

MPIF Standard 42, Determination of Density of Compacted or Sintered Powder Metallurgy Products, 1980, revisada em 1986 e 1997.

MWABA, M. G.; HUANG, X.; GU, J., Influence of wick characteristics on heat pipe performance, **International Journal of Energy Research**, vol. 30, no. 7, pp. 489-499, Jun. 2006.

PAIVA, K. V.; MANTELLI, M. B. H.; KLEIN, A. N.; NUERNBERG, G. G. V., UFSC, **Minitubos de calor híbrido**, número de protocolo: 017110000960, 2011.

PAIVA, K. V., Comportamento térmico em gravidade e microgravidade de minitubos de calor do tipo fios-placas, **Dissertação de Mestrado** – UFSC – Engenharia Mecânica, 2007.

PAIVA, K.V.; MANTELLI, M.B.H.; SLONGO, L.K., Thermal Behavior Analysis of Wire Mini Heat Pipe, **Journal of Heat Transfer**, vol. 133, 12, 2011.

PAIVA, K.V.; MANTELLI, M.B.H.; SLONGO, L.K.; BURG, S.J, Experimental Tests of Mini Heat Pipe, Pulsating Heat Pipe and Spreader heaters under Microgravity Conditions Aboard Suborbital Rockets, **15<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference**, Clemson/SC, Estados Unidos, 2010.

PAIVA, K. V.; MANTELLI, M.B.H.; SLONGO , L.K, Tubos de Calor em Microgravidade, Documentação técnica de experimento/Versão integrada, **AEB**, 2009.

PAIVA, K.V.; MANTELLI, M.B.H.; SLONGO, L.K; GOHR, R.; NICOLAU, V.B.; Experimental Tests of Wire Mini Heat Pipe under Microgravity Conditions Aboard Suborbital Rockets, **9<sup>th</sup> International Heat Pipe Symposium**, Bandar Sunway, Malaysia, Nov. 2008.

PAIVA, K.V.; MANTELLI, M.B.H.; NASCIMENTO, R.M.; BUSCHINELLI, A.J.A.; PIERINI, H.M.; GALIOTTO, A.; STOETERAU, R.L., Relatório sobre o desenvolvimento de micro tubos de calor, Ago. 2001.

PARK, K.; NOH, K.J.; LEE, K.S., Transport phenomena in the thin lm region of a micro-channel, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 46, pp. 2381-2388, 2003.

PATANKAR, S.V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Washington DC, Hemisphere Pub. Cor., 1980.

PEARSON, J.R., **Theory and Applications of Transport in Porous Media**, M. Panfilov Kluwer, 2000.

PETERSON, G. P., **The MEMS Handbook**, Chapter 31 – Micro Heat Pipes and Micro Heat Spreaders, CRC Press, 2002.

PETERSON, G. P.; MALLIK, A. K., Transient response Characteristics of vapor deposited Micro Heat Pipe Arrays, **Journal of Electronic Packaging**, vol. 117/1-6, College Station, Texas – USA, 1995.

PETERSON, G.P., **An Introduction to heat pipes. Modeling, Testing and Applications**, Wiley Interscience, Nova York – EUA, 1994.

PETERSON, G.P., Analytical Investigation of Micro Heat Pipes, **7<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference**, Byelorussian Academy of Sciences, Minsk, Russian, Paper A-10, 1990.

PETERSON, G.P.; FLETCHER, L.S., Effective thermal conductivity of sintered heat pipe wicks, **Journal of Thermophysic and Heat Transfer**, vol 4, pp. 343–347, 1987.

PRUZAN, D.A.; KLINGENSMITH, L.K.; TORRANCE, K.E.; AVEDISIAN, C.T., Design of high-performance sintered wick heat pipes, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 34, pp. 1417-1427, 1991.

REAY, D.; KEW, P., **Heat pipes: Theory, design and applications**, Butterworth-Heinemann, ed. 5<sup>a</sup>, EUA, 2006.

REIMBRECHT, E. G.; BAZZO, E., Wick manufacturing and characterization, **13<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference**, pp. 144-149, Florianópolis –Brasil, 2007.

REIMBRECHT, E.G, Fabricação, caracterização geométrica e determinação de propriedades hidráulicas de elementos porosos para uso em bombas capilares, **Tese de doutorado**, UFSC, Florianópolis, 2004.

REIS, F., Estudo e desenvolvimento de um elemento poroso de cobre para aplicação em minitubos de calor, **Trabalho de Conclusão de Curso** – UFSC – Engenharia de Materiais, Florianópolis, 2010.

RUTH D., MA H., **Transport in Porous Media 7**, 1992.

SANTOS, J.B, Análise de imagens digitais de meio poroso de cobre desenvolvido para aplicação em minitubos de calor, **Trabalho de Conclusão de Curso** – UFSC – Engenharia de Materiais, Florianópolis, 2011.

SCHAWARTZ, M. M, **Modern metal joining techniques**, John Wiley Interscience, 1969.

SHAH, R.K.; BHATTI, M.S., Laminar convective heat transfer in ducts, **Handbook of single-phase convective heat transfer**, New York, pp 3.45-3.70, 1987.

SHOJI, H., The Future of The Notebook Computer, **IEEE International Solid-State**, 1991.

SINGH, R., AKBARZADEH, A., MOCHIZUKI, M., Sintered porous heat sink for cooling of high-powered microprocessors for server applications, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 52, pp. 2289-2299, 2009.

STEPHAN, P. C.; BUSSE, C. A., Analysis of the heat transfer coefficient of grooved heat pipe evaporator walls, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 35, pp. 383-391, Feb. 1992.

SUMAN, B.; KUMAR, P., An analytical model for fluid flow and heat transfer in a micro-heat pipe of polygonal shape, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 48, no. 21-22, pp. 4498-4509, Out. 2005.

SWANSON, L.W.; PETERSON, G.P.; The interfacial thermodynamics of micro heat pipes. **Journal of Heat Transfer**, vol. 117, pp 195-201, Feb. 1995.

TANIKAWA W.; SHIMAMOTO, T., Klinkenberg effect for gas permeability and its comparison to water permeability for porous sedimentary rocks, **Hydrology and Earth System Sciences Discussions**, vol. 3, no. 4, pp. 1315-1338, 2006.

TAVMAN, I. H., Effective thermal conductivity of granular porous materials, **International Communications in Heat and Mass**, vol. 23, pp. 169-176, 1996.

THÜMMLER, F.; OBERACKER, R., **An Introduction to Powder Metallurgy**, London: The Institute of Materials, 1993.

TIO, K.K., LIU, C.H., TOH, K. C., Thermal analysis of micro heat pipe using a porous-medium model, **Journal of Heat and Mass Transfer**, 2000.

VASILIEV, L.L., Micro and miniature heat pipes – Electronic component coolers, **Applied Thermal Engineering**, Abr. 2006.

VISWANATH, R; WAKHARKAR, V.; WATWE, A.; LEBONHEUR, V., Thermal performance challenges from silicon to systems, **Intel Technology Journal**, 2000.

WANG, J.; CATTON, I., Enhanced evaporation heat transfer in triangular grooves covered with a thin porous layer, **Applied Thermal Engineering**, vol. 21, pp 1721-1737, 2001.

WANG, P., **On-chip thermoelectric cooling of semiconductor hot spot**, Tese de doutorado, Universidade de Maryland – EUA, 2007.

WANG, Y.X.; PETERSON, G.P., Analysis of Wire-Bonded Micro Heat Pipe, **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, vol. 12, n..3, pp. 346-355, 2002.

WANG, Y.X.; PETERSON, G.P., Experimental investigation of wire bonded micro heat pipe arrays, **35<sup>th</sup> AIAA Thermophysics Conference**, Anaheim – USA, Jun. 2001.

WAYNER, P.C., KAO, Y.K. LACROIX, L.V., The interline heat transfer coefficient of an evaporating wetting film, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 19, pp. 487-492, 1976.

WU, C.H., The effects of power characteristics and sintering processes on the wick properties and thermal performance of flat plate heat pipe, **Tese de doutorado**, Universidade de Tantung, 2005.

WU, D.; PETERSON, G.P., Investigation of Transient Characteristics of Micro Heat Pipes, **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, vol. 2, n.5, pp. 129-134, 1991.

XIE, H.; AGHAZADEH, M.; LUI, W.; HALEY, K., Thermal solutions to Pentium processors in TCP in notebooks and sub-notebooks, **Components, Packaging, and Manufacturing Technology, Part A, IEEE Transactions**, pp. 54-65, vol. 19, Mar 1996.

ZHANG, J. T.; PENG, X. F.; PETERSON, G. P., Analysis of Phase Change Mechanisms in Microchannels using Cluster Nucleation Theory, **Microscale Thermophysical Engineering**, vol. 4, n. 3, pp. 177-188, 2000.

ZAGHDOUDI, M. C.; MAALEJ, S.; MANSOURI, J.; SASSI, M. B. H., Flat Miniature Heat Pipes for Electronics Cooling: State of the Art , Experimental and Theoretical Analysis, **Journal Of Engineering And Applied Sciences**, vol. 329, no. 216, pp. 166-189, 2011.

## APÊNDICE A

### PRINCÍPIOS FÍSICOS QUE REGEM A OPERAÇÃO DE MINITUBOS DE CALOR

Na maioria dos dispositivos que empregam mudança de fase de um fluido de trabalho nos processos de transferência de calor, a energia transportada deve necessariamente atravessar as paredes do envelope do equipamento. Desta forma, como o processo de vaporização ou condensação acontece apenas na interface líquido-vapor, a interação física entre o líquido e o vapor com as paredes do sólido influenciam fortemente os mecanismos de transferência de calor e massa no sistema (Carey, 1992). Consequentemente, o desempenho térmico destes equipamentos depende do modo com que as fases, líquido e vapor, entram em contato com a fase sólida. Neste capítulo serão abordados os principais conceitos físicos necessários ao entendimento dos fenômenos que ocorrem nestas interfaces.

#### A.1. TENSÃO SUPERFICIAL

As atrações intermoleculares originam às tensões interfaciais podem resultar de diferentes tipos de forças moleculares. Moléculas de uma substância em sua fase líquida atraem umas as outras. Em equilíbrio, uma molécula de um líquido será atraída por outras moléculas ao seu redor e, na média, não experimentará nenhuma força resultante. Quando o líquido está em contato com outro meio como o próprio líquido, vapor ou sólido, as forças de atração sobre as moléculas situadas na superfície do líquido ou perto dela, não estarão mais em equilíbrio e estas sofrerão uma força resultante, normalmente na direção da superfície para o líquido, caso a atração entre as moléculas no líquido forem mais fortes do que a do líquido e o meio (que é o caso do contato entre o líquido e seu vapor). Devido a esse efeito, o líquido assumirá um formato que apresente uma área de superfície mínima, que, no caso de uma gota de água em queda livre no vácuo, será uma esfera. Devido a esta tendência espontânea de se contrair, a superfície do líquido se comporta como uma membrana de borracha sob tensão. Para se aumentar a área desta superfície, trabalho deve ser exercido no líquido. A energia associada a este trabalho é conhecida como energia livre

superficial  $E$ , que dividida pela área superficial  $A$  recebe o símbolo  $\sigma$ , sendo denominada tensão superficial, ou seja:

$$\sigma = \left( \frac{\partial E}{\partial A} \right)_{T,P,n_i} \quad (\text{A.1})$$

onde  $T$  é a temperatura,  $P$  a pressão e  $n_i$  o número de moles do  $i$ -ésimo componente para sistemas multicomponentes (Gennes, 2002). A unidade da tensão superficial é de energia por unidade de área ou força por unidade de comprimento. A Equação (A.1) é válida para interfaces sólido-líquido, sólido-vapor e líquido-vapor. A tensão superficial é fundamental para a caracterização das propriedades superficiais de um determinado líquido.

A tensão superficial entre a interface da fase líquida e de vapor variam com a temperatura e com a concentração das espécies. Conseqüentemente, se a temperatura ou a composição variar na interface, a tensão interfacial ficará em desequilíbrio. Próximo à interface, as regiões de baixa tensão superficial serão puxadas na direção das regiões de mais alta tensão superficial. Se os gradientes de temperatura e concentração são mantidos, um fluxo padrão será estabelecido devido ao gradiente de tensão superficial. A movimentação de líquido devido a estes gradientes na interface é denominado de efeito de Marangoni.

## A.2. MOLHABILIDADE

Molhabilidade é definida como a afinidade de líquidos por superfícies sólidas. Para uma gota líquida em equilíbrio com a fase de vapor em contato com uma superfície sólida, observa-se a existência de uma linha comum para as três fases, conhecida como linha de contato. Através desta configuração, a molhabilidade do líquido é quantificada através do ângulo de contato estático,  $\alpha$ , entre a interface líquido-vapor e a superfície sólida, medido através do líquido, como ilustrado na Figura A.1 (Carey,1992).

O ponto chave para se entender a molhabilidade é reconhecer que ela é determinada pelo equilíbrio entre as forças adesivas, que são as forças entre o líquido e o sólido, e forças coesivas no líquido. As forças adesivas são responsáveis pelo espalhamento da gota sobre a superfície enquanto que as forças coesivas fazem a gota adquirir a forma de uma

esfera. O ângulo de contato é determinado pelo equilíbrio destas duas forças.

Sendo assim, o ângulo de contato pode ser compreendido como sendo uma medida de molhabilidade. Quanto menor o ângulo, maior é a molhabilidade. O efeito desta propriedade pode ser observado no espalhamento espontâneo de uma gota sobre uma superfície ou na penetração de um líquido num meio poroso.

A Figura A.1 mostra o comportamento de uma gota sobre uma superfície que apresenta alta molhabilidade ( $\alpha = 0$ ), molhabilidade média ( $0 < \alpha < \pi$ ) e sem molhabilidade ( $\alpha = \pi$ ). Para líquidos molhantes, as forças coesivas (forças líquido-líquido) são maiores que as forças adesivas (forças sólido-líquido). Em líquidos não molhantes, o oposto ocorre. É evidente que, se as forças de campo (gravitacionais, por exemplo), que agem no sistema são pequenas, o formato das gotas se aproxima a de uma esfera. Assim líquidos não molhantes apresentam apenas um ponto de contato com uma superfície, ou seja, o ângulo de contato que se aproxima de  $180^\circ$ .

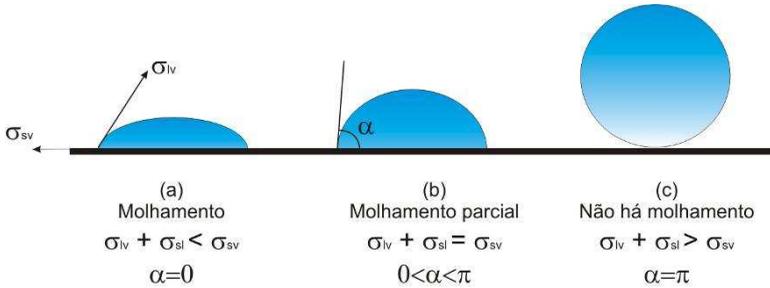


Figura A.1: Contatos molhados e não molhados.

### A.3. ÂNGULO DE CONTATO LÍQUIDO-SÓLIDO

O ângulo de contato depende apenas das propriedades físicas dos três meios de contato (sólido, líquido e gasoso), sendo independente do formato da superfície e da gravidade. Considere-se o caso de uma gota de fluido em contato com um sólido e num meio de vapor, ilustrado na Figura A.1. A linha pela quais as três fases se encontram, que na verdade forma um círculo, é denominada “linha de contato”. As tensões superficiais resultantes das interações entre os três meios (sólido, líquido e vapor), representadas por  $\sigma_{lv}$ ,  $\sigma_{sl}$ ,  $\sigma_{sv}$ , para as interfaces líquido-vapor, sólido-líquido e sólido-vapor, respectivamente, são as responsáveis

pelas forças superficiais, que agem tangencialmente na interface. Com base na definição da tensão superficial ou energia superficial, as configurações mostradas na Figura A.1 podem ser identificadas a partir da definição do coeficiente de espalhamento,  $S$ :

$$S = \sigma_{SV} - (\sigma_{SL} + \sigma_{LV}) \quad (\text{A.2})$$

Para o caso em que  $S < 0$ , a gota se espalha até atingir um regime de molhabilidade parcial ( $\alpha > 0$ ), uma vez que  $\sigma_{LV} > \sigma_{SV} - \sigma_{SL}$ , como ilustrado pela Figura A.1 (b). Para o caso o  $S \geq 0$ , a gota se espalha completamente, uma vez que  $\sigma_{LV} + \sigma_{SL} < \sigma_{SV}$  (Figura A.1 (a)). Fisicamente, em termos de energia, o coeficiente de espalhamento é interpretado como a diferença entre a energia superficial vapor-sólido por unidade de área,  $\sigma_{SV}$ , e a energia superficial por unidade de área resultante de um filme líquido sobre a superfície sólida,  $\sigma_{SL} + \sigma_{LV}$ . Assim, quando  $S < 0$ , a interface vapor-sólido tem uma energia superficial mais baixa, conseqüentemente, o líquido não se espalha completamente sobre a superfície sólida (Figura A.1 (c)). É possível relacionar, através de uma função, o ângulo de contato estático,  $\alpha_e$ , e as tensões superficiais específicas de cada região interfacial. Essa observação foi feita por Young em 1805. Observando a Figura A.2, nota-se que, em condições de equilíbrio, as tensões superficiais devem equilibrar-se mutuamente, o que resulta na seguinte relação de balanço de forças paralelas à superfície sólida, conhecida como equação de Young-Laplace (Carey, 1992).



Figura A.2: Gota em descaso sobre uma superfície sólida.

$$\begin{aligned}\sigma_{SV} &= \sigma_{SL} + \sigma_{LV} \cos \alpha_e \\ \cos \alpha_e &= \frac{\sigma_{SV} - \sigma_{SL}}{\sigma_{LV}} \\ \alpha_e &= \cos^{-1} \left[ \frac{\sigma_{SV} - \sigma_{SL}}{\sigma_{LV}} \right]\end{aligned}\tag{A.3}$$

Se o volume da gota é fixo, ou seja, se não ocorre vaporização nem condensação, então o aumento do ângulo de contato  $\alpha_e$  representa uma diminuição da área de interface sólido-líquido. Por outro lado, uma diminuição deste ângulo representa um espalhamento do líquido, aumentando a área da interface entre sólido-líquido. No limite, quando  $\alpha \rightarrow 0$  o líquido forma um filme fino, que se espalha por toda a superfície.

Se o ângulo de contato é agudo, tem-se uma condição de molhamento, conforme ilustra a Figura A.1 (a). Por outro lado se, o ângulo de contato é obtuso, tendo-se uma condição de não molhamento, ilustrada pela Figura A.1 (c). As características de molhamento dependem do sólido e do líquido e constituem um importante parâmetro a ser considerado no projeto de um tubo de calor. Normalmente dados experimentais para o ângulo de contato sólido-líquido são utilizados, os quais estão tabelados, para diversas combinações, em alguns livros sobre o assunto. Para o meio poroso formado a partir de estruturas sinterizadas considera-se o ângulo de contato nulo, pois se admite que o líquido molha totalmente a superfície do poro.

#### A.4. CAPILARIDADE

O termo capilaridade aplicado a tubos de calor é definido como a influência da tensão superficial no comportamento dos líquidos em tubos capilares ou em um meio poroso. O escoamento ocorre no sentido da maior para a menor pressão capilar. A diferença de pressão capilar em um escoamento é gerada pela diferença na curvatura da interface líquido-vapor ao longo do meio poroso, devido à existência da tensão superficial. Os três fatores básicos que determinam o potencial motriz da capilaridade são: a tensão superficial, o ângulo de contato e a geometria da superfície sólida na linha de separação das três fases (Faghri, 1995).

Como já foi observado, o modo básico de operação de um tubo de calor é através de um ciclo de evaporação e condensação, que permite taxas de transferência de calor extremamente altas. Para manter este ciclo, líquido deve ser continuamente suprido ao evaporador através de uma estrutura porosa. No evaporador, o líquido presente na estrutura porosa se evapora e este processo leva a formação ou ao aumento da concavidade do menisco no meio poroso, e, como resultado das forças de tensão superficiais, uma pressão capilar se desenvolve no menisco, a qual atua contra as tensões superficiais. Assim, a pressão capilar resultante no meio poroso é determinada examinando o raio de curvatura do menisco.

Considere-se um pequeno deslocamento  $dz$  de uma superfície curva de um menisco, que apresenta dois raios de curvatura  $R_I$  e  $R_{II}$ , conforme mostra a Figura A.3, que é “esticada” em  $dx$  e  $dy$  nas direções  $x$  e  $y$ , respectivamente. A mudança na área da superfície é então:

$$\Delta S = (x + dx)(y + dy) - xy \quad (\text{A.4})$$

Se  $dx dy \approx 0$  então:

$$\Delta S = xdy + ydx \quad (\text{A.5})$$

De acordo com a Equação (A.4), a energia necessária para promover este aumento de superfície é:

$$dE = \sigma(xdy + ydx) \quad (\text{A.6})$$

Esta energia é igual ao trabalho exercido sobre a superfície para deslocá-la de  $dz$ , ou seja:

$$dE = \Delta P x y dz = \sigma(xdy + ydx) \quad (\text{A.7})$$

onde  $\Delta P$  é a diferença de pressão entre as duas regiões separadas pela superfície do menisco e corresponde à pressão capilar.

A partir da geometria (semelhança de triângulos) da Figura A.3, conclui-se que:

$$\frac{x + dx}{R_I + dz} = \frac{x}{R_I} \quad (\text{A.8})$$

ou seja:

$$dx = \frac{xdz}{R_I} \tag{A.9}$$

Similarmente:

$$dy = \frac{ydz}{R_{II}} \tag{A.10}$$

Substituindo as Equações (A.9) e (A.10) na equação (A.8) temos:

$$\Delta P_{xydz} = \sigma \left( \frac{xydz}{R_{II}} + \frac{xydz}{R_I} \right) \tag{A.11}$$

ou seja:

$$P_{cap} = \Delta P_{cap} = \sigma \left( \frac{1}{R_I} + \frac{1}{R_{II}} \right) \tag{A.12}$$

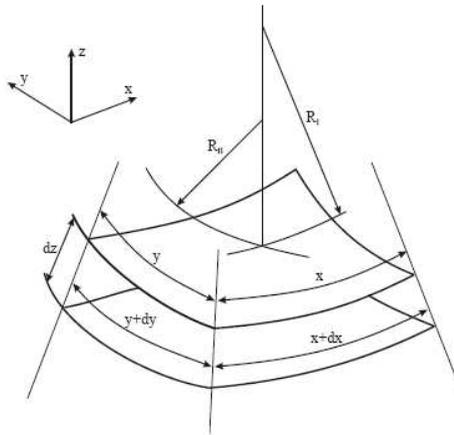


Figura A.3: Menisco arbitrariamente curvo, com dois raios de curvatura.

A equação de Young-Laplace (Equação (A.12)) é fundamental para a determinação da pressão capilar em tubos de calor. Note-se que nestas aplicações, onde a tensão superficial é considerada praticamente

constante ao longo do tubo (quando a temperatura não varia), a pressão capilar necessária é diretamente dependente da curvatura do menisco, que por sua vez varia devido aos processos de evaporação e condensação ao longo do tubo. Se a superfície do menisco na direção do escoamento (longitudinal) for aproximadamente plana, o raio de curvatura do menisco tende ao infinito, então:

$$\Delta P_{cap} = \frac{\sigma}{r_c} \quad (\text{A.13})$$

Caso contrário a pressão capilar é expressa como:

$$\Delta P_{cap} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (\text{A.14})$$

## A.5. POROSIDADE

A porosidade,  $\varepsilon$ , representa a fração de vazio existente na estrutura capilar, isto é, o volume ocupado pelos poros (vazios) dividido pelo volume total da matriz sólida. Cada poro é geralmente representado pelo seu diâmetro capilar  $d_p$ . Porém, isto é uma idealização, já que a geometria do poro não é regular, não sendo possível definir uma dimensão real. O diâmetro do poro é então representado pelo diâmetro de uma esfera ou cilindro (dependendo do método utilizado para a análise) medidos em uma seção transversal ao longo do poro. Como o tamanho dos poros varia ao longo da matriz, utiliza-se um valor estatístico para representar o raio de poro (Kaviany, 1995).

A porosidade tem uma profunda influência na taxa de transferência de calor em um minitubo de calor. Chen (2001) analisou o comportamento térmico em minitubos de calor sinterizados circulares de 3 mm de diâmetro. Sua conclusão foi que um aumento de 10% na porosidade de uma estrutura de pó de cobre, duplica o limite máximo de transporte de calor do tubo. Isto indica que a resistência do escoamento de líquido desempenha um papel dominante da máxima taxa de transferência de calor.

A porosidade, e consequentemente o tamanho do poro também influenciam no processo de vaporização do fluido de trabalho. A ebulição heterogênea é influenciada, entre outros fatores, pelas condições da superfície com a qual o fluido está em contato. Carey

(1992) informa que quanto menor a rugosidade da superfície, maior deve ser a sua temperatura para iniciar o desenvolvimento dos embriões de vapor. No caso em que a estrutura capilar é composta por material sinterizado, o início do processo de evaporação ocorre na interface entre a superfície aquecida e a superfície do elemento poroso. Reduzir o tamanho do poro para obter maior pressão capilar exige, teoricamente, uma maior temperatura de superaquecimento para o desenvolvimento do processo de evaporação, o que é inconveniente.

#### A.6. TAMANHO DA PARTÍCULA DE PÓ METÁLICO

O diâmetro médio da partícula de pó metálico é também um importante parâmetro do projeto de estruturas capilares. Na maioria das correlações para a determinação da pressão capilar em um dispositivo sinterizado considera-se o diâmetro médio da partícula de pó. Chi (1976) apresentou alguns valores de raio capilar efetivo para algumas estruturas capilares como, por exemplo: ranhuras triangulares, quadradas, circulares, telas e material sinterizado. Para materiais sinterizados, considerando que os poros possuem forma esférica, a correlação empregada é a seguinte:

$$r_c = 0,21d_p \quad (\text{A.15})$$

onde  $d_p$  é o diâmetro médio da partícula do pó metálico.

Para outras geometrias mais complexas, os valores do raio capilar efetivo podem ser calculados teoricamente usando métodos propostos na literatura (Peterson, 1994 e Faghri 1995).

Além disso, a porosidade possui uma relação direta com a distribuição do tamanho das partículas, assim como a permeabilidade está relacionada com o raio capilar de curvatura. Sendo assim, o diâmetro médio do pó é um parâmetro significativo para especificar as características do escoamento do meio capilar.

#### A.7. PERMEABILIDADE

O conceito de permeabilidade indica a capacidade de um meio poroso de transmitir o fluido, ou seja, indica a facilidade de um escoamento fluir através de um meio poroso. A complexa interação entre o fluido e o canal poroso causa uma transformação na energia do sistema, geralmente associada à diminuição da pressão exercida pelo

fluido. A permeabilidade é assim uma propriedade não apenas do meio poroso ou do fluido, mas também da interação dinâmica entre ambos Kaviany (1995).

Historicamente, Darcy, em 1856, foi um dos primeiros a equacionar empiricamente a modificação na energia do fluido causada pela sua passagem através de um meio poroso. Trabalhando com meios granulares não-consolidados, Darcy propôs que, para baixas velocidades, o gradiente de pressão ( $dP/dx$ ) de um fluido incompressível com viscosidade  $\mu$  escoando através de um meio poroso é apresentado através da seguinte equação (Innocentini *et al.* (1999)):

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{\mu u_D}{K_1} \quad (\text{A.16})$$

Por ser derivada de ensaios a baixas velocidades, a Lei de Darcy considera unicamente os efeitos do atrito sobre a queda de pressão no elemento poroso.

Reynolds em 1900 e Forchheimer, em 1901, também trabalhando com meios granulares, perceberam que a Lei de Darcy não apresentava bons resultados com o aumento da velocidade do fluido. Ao invés de uma relação linear entre queda de pressão e velocidade, ambos observaram uma relação parabólica, e associaram-na à variação da energia cinética de um fluido incompressível com densidade ( $\rho$ ) durante seu escoamento pelo meio poroso (Innocentini *et al.*, 1999). Posteriormente, observou-se que:

$$-\frac{dP}{dx} = \frac{\mu u_D}{K_1} + \frac{\rho (u_D)^2}{K_2} \quad (\text{A.17})$$

A equação (A.17), conhecida como equação de Forchheimer, introduziu uma nova constante,  $K_2$ , chamada de permeabilidade não-Darciana ou inercial, sendo também dependente apenas do meio poroso. Na equação de Forchheimer, o termo  $\mu u_D/K_1$  representa os efeitos viscosos da interação fluido-sólido, enquanto o termo  $\rho (u_D)^2/K_2$  representa os efeitos cinéticos. Por efeitos viscosos, o fluido perde energia de dois modos. Primeiro, pelo atrito entre as moléculas do fluido durante o escoamento. Neste caso, quanto maior a viscosidade do fluido ( $\mu$ ), maior será o atrito e conseqüentemente a transformação da energia

de pressão em calor. A outra forma de perda de energia ocorre pelo atrito entre o fluido e a parede do meio poroso. Aqui, a área de contato entre ambos, representada pela constante  $k_1$ , quantifica esta perda de energia do fluido. Quanto maior a área de contato, maior será a resistência ao escoamento do fluido. Geralmente, o aumento de área é associado à diminuição do tamanho das partículas para estruturas granulares ou do tamanho do poro para estruturas celulares (Innocentini *et al.*, 1999).

Os efeitos inerciais ou cinéticos sobre a queda de pressão são causados pela turbulência do fluido escoante e/ou pela tortuosidade do meio poroso. No primeiro caso, a turbulência é quantificada pelo número de Reynolds intersticial, definido como:

$$Re_i = \frac{\rho u_D d_p}{\mu} \quad (\text{A.18})$$

onde  $u_D$  representa a velocidade pontual no interior de um poro de diâmetro  $d_p$ .

Tabela A.6.1: Regimes de escoamento para número de Reynolds intersticial (Kaviany, 1995).

$Re_i < 1$	$1 < Re_i < 150$	$Re_i \geq 150$
Lei de Darcy	Lei de Forchheimer	-
Efeitos viscosos	Efeitos inerciais	Regime turbulento

Para se estimar o número Reynolds é necessário determinar a velocidade do líquido no meio poroso. A vazão mássica é calculada através do calor latente de vaporização do fluido de trabalho, assumindo que todo o calor transferido ao tubo de calor será utilizado para a mudança de fase.

$$\dot{m} = \frac{Q}{h_v} \quad (\text{A.19})$$

onde é a vazão mássica dada por  $\dot{m} = \rho_i A u_D$  e  $A$  é a área da seção transversal do meio poroso.

Com o rearranjo da Equação (A.19) e sua substituição na equação (A.18) obtém-se o número de Reynolds intersticial em função da potência aplicada no tubo de calor.

$$Re_i = \frac{Qd_c}{\mu A \epsilon h_v} \tag{A.20}$$

Um outro fator que deve ser considerado para o ajuste das equações de permeabilidade é a compressibilidade do fluido. Embora não ocorra para líquidos, uma expansão (ou descompressão) ocorre quando um gás escoar através do meio poroso. A consequência é que a velocidade do gás na entrada da amostra é menor do que na saída. O efeito será mais acentuado quanto maior a queda de pressão através da estrutura. Na prática, quanto menor a porosidade da estrutura ou maior a velocidade de escoamento, maior será a descompressão do gás, alterando a interação sólido-fluido e o perfil da curva de queda de pressão. A inclusão da influência da compressibilidade do gás nas equações de permeabilidade pode ser feita com a consideração do gás como sendo ideal.

Tabela A.6.2: Equações de permeabilidade para fluidos compressíveis e incompressíveis (Innocentini *et al.*, 1999 e Berti, 2008).

	Lei de Darcy	Lei de Forchheimer
Fluido incompressível	$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu}{K_1} u_D$	$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu}{K_1} u_D + \frac{\rho}{K_2} u_D^2$
Fluido compressível	$\frac{P_e^2 - P_s^2}{2P_0 L} = \frac{\mu}{K_1} u_D$	$\frac{P_e^2 - P_s^2}{2P_0 L} = \frac{\mu}{K_1} u_D + \frac{\rho}{K_2} u_D^2$

Para se avaliar a influência dos termos inerciais e viscosos sobre a permeabilidade foi criado um grupo adimensional chamado número de Forchheimer, Fo (Ruth e Ma, 1992).

$$Fo = \frac{\rho u_D}{\mu} \left( \frac{K_1}{K_2} \right) \tag{A.21}$$

As constantes  $K_1$  e  $K_2$  são obtidas pelo ajuste da equação de Forchheimer aos dados experimentais. Uma vez que a razão  $K_1/K_2$  tem dimensão de comprimento, o número de Forchheimer pode ser entendido como similar ao número de Reynolds, para o qual a dimensão característica é o diâmetro do poro da estrutura.

Assim, para  $Fo < 1$ , a equação de Forchheimer reduz-se à equação de Darcy. Por outro lado, para  $Fo = 1$ , observa-se que a queda de pressão calculada por Darcy será influenciada pelo termo inercial. O desvio entre ambas as equações só será nulo quando  $Fo = 0$ , o que só ocorrerá na prática quando a velocidade do fluido for zero.

A determinação experimental da permeabilidade não é de fácil obtenção e autores como Peterson (1994), Faghri (1995), Mwaba *et al.* (2006) e Hwang *et al.* (2007) utilizam a equação de Blake-Kozeny para a determinação da permeabilidade para um leito de esferas empacotadas. Segundo Faghri (1995), esta expressão é válida para pó metálico de cobre com diâmetro de partícula variando entre  $50 \times 10^{-6} < d_p < 3 \times 10^{-4}$  e porosidade  $0,27 < \varepsilon < 0,66$ .

$$K = \frac{d_p^2 \varepsilon^3}{150(1-\varepsilon)^2} \quad (\text{A.22})$$

onde  $d_p$  é o raio médio da partícula esférica do pó metálico.

Outro modelo utilizado pela literatura é o modelo de Carman-Kozeny que se difere do modelo de Blake-Kozeny apenas pela constante utilizada.

$$K = \frac{d_p^2 \varepsilon^3}{180(1-\varepsilon)^2} \quad (\text{A.23})$$

Segundo Innocentini e Pandolfelli (2001b) e Tanikawa e Shimamoto (2006), além das considerações sobre efeitos inerciais é importante verificar a influência do escorregamento de gás no elemento poroso. As medidas de permeabilidade com gás tendem a ser maiores do que medidas equivalentes feitas com líquido. A disparidade de resultados destas medidas é devido à condição de escoamento com velocidade nula na parede para líquidos em contraste com o comportamento de escorregamento de gás ao longo da parede do poro. Klinkenberg em 1941 propôs uma explicação para este fenômeno e sugeriu uma correção para este efeito. O escorregamento de gás é mais pronunciável em pressões baixas para materiais de baixa permeabilidade. Alternativamente, efeitos inerciais ocorrem quando o escoamento de gás não é mais dominado pelos efeitos viscosos. Tais efeitos podem ser encontrados em velocidades de escoamento

relativamente baixas dada a baixa densidade comparada a sua viscosidade. Uma simples verificação deste efeito envolve medidas de permeabilidade em diferentes pontos de pressão para verificar se a velocidade de escoamento aumenta linearmente com o gradiente de pressão.

## A.8. GRAVIDADE

A gravidade influencia fortemente muitos fenômenos da mecânica dos fluidos pela criação de forças de campo no sistema de fluidos que governam o movimento, formas de contorno e a compressão de fluidos. Sendo assim, a força gravitacional pode mascarar efeitos que estão presentes, mas que são comparativamente menores. Quando a influência da gravidade sobre o comportamento do fluido é diminuída, ou até mesmo removida, outros fenômenos podem assumir o controle do escoamento de fluidos (Gabriel, 2002).

Um destes fenômenos é a tensão superficial, que é de extrema importância em diversas aplicações em missões espaciais como: processo de soldagem, escoamento de fluidos, lubrificação e fenômenos de ebulição e condensação. Um efeito especial ocorre quando há uma variação da tensão superficial sobre a superfície de líquidos ou na interface entre dois líquidos, devido a gradientes térmicos e/ou de concentração. Este efeito é conhecido como efeito de Marangoni, que é associado à convecção de líquido causado pelos gradientes de tensão superficial sobre uma superfície livre ou entre a interface de dois líquidos. Tipicamente, quando a temperatura do líquido é aumentada, há uma diminuição da tensão superficial até a temperatura da substância alcançar seu ponto crítico. Neste ponto as densidades do líquido e do vapor saturado se tornam iguais e a tensão superficial se aproxima de zero.

Os fenômenos relacionados à força capilar em meios porosos estão relacionados, diretamente, aos fenômenos de variação de tensão superficial e podem se tornar muito importantes nos movimentos de líquidos, quando o nível de gravidade é reduzido, podendo até se tornar dominantes em microgravidade. No caso específico de tubos de calor, alguns fenômenos físicos podem afetar sua operação e desempenho térmico, tais como: obstrução do escoamento de líquido devido à nucleação; a ebulição em película na estrutura capilar (resultado do superaquecimento na seção do evaporador); congelamento do líquido devido à operação do dispositivo fora das condições de projeto, dentre

outros. O estudo da influência da microgravidade sobre estes parâmetros é importante para o projeto de dispositivos eficientes nas aplicações espaciais.

A literatura relata a aplicação de tubos de calor em inúmeros satélites. Tubos de calor de diferentes tipos e operando em diferentes faixas de temperatura são elementos chave no controle de temperatura de sistemas de plataformas espaciais. Diferentes tipos de tubos de calor de baixa temperatura (criogênicos), intermediária e de alta temperatura (metais líquidos) foram desenvolvidos, usados ou testados em missões espaciais russas e americanas.

Porém, alguns poucos trabalhos foram publicados a respeito do comportamento em microgravidade de mini e micro tubos de calor (Paiva, 2007). Estes dispositivos, de pequena massa e de grande flexibilidade de construção, são capazes de transportar de pequena a média quantidade de calor, e podem controlar as temperaturas de componentes eletrônicos de satélites. A possibilidade de se obter dados de microgravidade é de grande relevância para o projeto de dissipadores e espalhadores de calor com a tecnologia de tubos de calor, a serem aplicados na solução de problemas de controle de temperatura de equipamentos e/ou componentes eletrônicos.

## A.9. MUDANÇA DE FASE NA INTERFACE LÍQUIDO-VAPOR

Os tubos de calor são dispositivos que transportam grande quantidade de calor através do processo de mudança de fase. As condições de não equilíbrio que existem entre o evaporador e condensador na interface entre líquido e vapor são os responsáveis pela operação destes dispositivos. A evaporação a partir de uma interface líquido-vapor provoca o recesso do menisco no meio poroso na região do evaporador. Ao mesmo tempo, a condensação resulta em um menisco cujo raio de curvatura é significativamente maior do que a curvatura da interface de equilíbrio. É precisamente esta diferença no raio de curvatura que provê a pressão capilar necessária para a operação do tubo de calor. Se o fluido de trabalho molha o meio poroso (que corresponde à maioria dos casos), então o formato da interface é côncavo. Esta interface resulta em uma atração molecular que é superior àquela que ocorre em uma interface plana de equilíbrio, sendo que a energia necessária para uma molécula se desprender de uma superfície côncava é maior do que para uma superfície plana. Desta forma, a pressão de vapor e a densidade sobre uma superfície côncava são

menores do que aquela para uma superfície plana. O inverso ocorre para superfícies convexas.

Outros efeitos estão presentes no comportamento da interface líquido-vapor, como por exemplo, o efeito da variação de temperatura. Quando em contato com a superfície quente, o líquido também se aquece, alterando seus gradientes de densidade. Aumentos de temperatura estão tipicamente associados à diminuição da tensão superficial, até o ponto crítico em que as densidades do líquido e do vapor saturados são iguais e a tensão superficial se aproxima de zero. Para o caso da água líquida em contato com vapor puro, a correlação entre tensão superficial e temperatura crítica é dada por:

$$\sigma = 235,8 \left(1 - \frac{T_{sat}}{T_{cr}}\right)^{1,256} \left[1 - 0,625 \left(1 - \frac{T_{sat}}{T_{cr}}\right)\right] \quad (\text{A.24})$$

onde  $T_{cr}$  é a temperatura crítica (em Kelvin). Outras correlações para outros fluidos estão disponíveis na literatura (Faghri, 1995).

A presença de contaminantes no fluido de trabalho também proporcionam significativo efeito nas características da tensão superficial. Pode-se demonstrar que tipicamente a presença de soluto diminui a tensão superficial, pois estes se concentram na interface líquido-vapor. Neste caso, o soluto é denominado surfactante e é usado normalmente para reduzir a tensão superficial. Um caso típico é a mistura de sabão e água, onde o sabão se concentra na superfície da água.

Outro fator a ser considerado é o efeito de Marangoni, que ocorre em condições de gravidade zero ou próxima de zero. Como a tensão superficial é função tanto da temperatura quanto da concentração, variações em qualquer um destes fatores que ocorrem na interface líquido-vapor, provocam o movimento de líquido perto da interface para regiões onde a tensão superficial é maior. Este efeito causa uma força líquida no sentido contrário ao do gradiente de temperaturas e, no caso de tubos de calor operando em gravidade zero, pode resultar na formação de uma fina bolha de vapor na superfície aquecida, diminuindo sensivelmente a taxa de transferência de calor a partir da superfície sólida.

Por fim, um efeito denominado de histerese do ângulo de contato pode ser importante em aplicações de tubos de calor. Quando uma superfície sólida é imersa em uma piscina com líquido saturado, o menisco forma com a superfície um ângulo de contato característico.

Esse ângulo de contato pode variar se a superfície é empurrada para o líquido ou puxada em relação a ele. Este efeito é chamado de histerese e determina a diferença entre esses ângulos. Muitas são as prováveis causas deste fenômeno, incluindo: contaminantes superficiais, rugosidade superficial, etc. Este fenômeno explica como um tubo capilar de pequena dimensão pode suportar um volume de líquido como mostrado na Figura A.4.

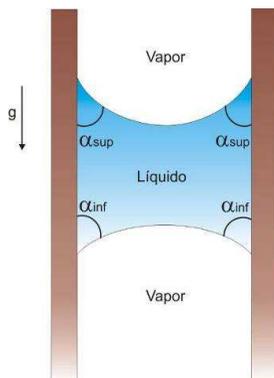


Figura A.4: Coluna de líquido suportado entre duas placas.

O ângulo de contato superior se forma devido ao “afastamento” do sólido em relação ao líquido, enquanto que o ângulo inferior é formado devido ao “empurramento” do líquido contra o sólido. A Tabela A.6.3 apresenta alguns valores de ângulo de contato de “avanço” e de “reco”.

Tabela A.6.3: Ângulo de contato (Avanço/reco) (Faghri, 1995).

	Acetona	Água	Etanol
Alumínio		73/34	
Cobre		84/33	15/7
Aço	14/6	72/40	19/8

Fonte: Faghri, 1995.

## A.10. CONDUTIVIDADE TÉRMICA EFETIVA EM ESTRUTURAS CAPILARES

Apesar de décadas de estudos experimentais e teóricos, a determinação da condutividade térmica efetiva em materiais

heterogêneos ou compostos continua ser uma tarefa complicada na área de transferência de calor. Isto ocorre porque esse parâmetro é uma característica fenomenológica de um meio sólido-líquido, em vez de uma propriedade termofísica. Consequentemente é experimental, sendo caracterizado em termos macroscópicos através da condutividade térmica e frações volumétricas das fases constituintes (Tavman, 1996). A condutividade efetiva também depende da geometria e arranjos das fases, informações que às vezes são de difícil obtenção.

Muitos modelos que foram propostos na literatura ou são puramente teóricos e extremamente específicos para um determinado tipo material ou são empíricos. Alguns modelos teóricos podem ter uma ampla aplicabilidade, mas a sua vantagem é limitada pela inclusão de parâmetros cujos valores devem ser determinados empiricamente. Vários pesquisadores têm proposto modelos genéricos derivados de um conjunto de equações, geralmente baseado em um modelo conceitual, que é modificado para incluir as variações na composição e na estrutura e ainda incluem parâmetros empíricos (Bala *et al.* (1989)), Bauer (1993) e Gonzo (2002)). Contudo, mesmo através de uma análise superficial na literatura percebe-se que novos modelos continuam a aparecer, o que sugere que até a presente data nenhum processo único de modelagem ou previsão foi encontrado com aplicabilidade universal.

Segundo Pearson (2000), grande parte da literatura sobre condutividade térmica efetiva faz referência a materiais porosos, porém, o termo poroso em si pode ser a causa de algumas confusões. Em algumas situações, ele se refere às partículas ou materiais granulares, no qual o volume de vazio pode ser ocupado por quaisquer componentes líquidos ou gasosos. Por outro lado, pode-se referir também a um material tendo uma matriz sólida contínua que contém poros/bolhas, que podem ser isolados ou combinados entre si. Problemas deste tipo podem surgir quando um modelo que funciona bem para um tipo de material poroso é assumido como válido a outro tipo, simplesmente porque ambos os materiais são descritos como porosos. Aliado a este fato, outro tipo de cuidado que deve ser tomado é a verificação se o modelo de condução é válido para materiais sinterizados. Neste caso, as partículas apresentam maior iteração, pois foram devidamente soldadas uma nas outras aumentando assim a condutividade térmica efetiva do meio poroso.

O modelo mais simples para a determinação desse parâmetro é o arranjo em série ou em paralelo (Chi (1976), Faghri (1995) e Peterson (1994)), conforme pode ser visto na Figura A.5. Esta formulação é uma

analogia ao sistema de resistências em série e paralelo da área elétrica. Os valores obtidos através deste método servirão como limites superior (paralelo) e inferior (série) para a determinação da condutividade térmica efetiva de materiais heterogêneos.

$$k_{ef} = \frac{k_l k_w}{\varepsilon k_w + k_l(1 - \varepsilon)} \text{ - Modelo em série} \quad (A.25)$$

$$k_{ef} = \varepsilon k_l + k_w(1 - \varepsilon) \text{ - Modelo em paralelo} \quad (A.26)$$

onde  $k_{ef}$  é a condutividade térmica efetiva da estrutura porosa,  $k_l$  é a condutividade do líquido,  $k_w$  é a condutividade térmica da estrutura porosa e  $\varepsilon$  é a porosidade da estrutura capilar.

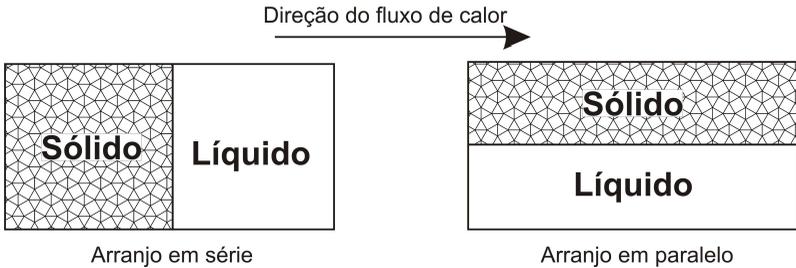


Figura A.5: Modelo de transferência de calor para arranjos em série e paralelo.

Maxwell (1954) usando a teoria de condução elétrica através de meios heterogêneos obteve uma solução exata para condutividade de esferas sólidas ( $k_w$ ), homogêneas sem interação, distribuídas aleatoriamente e dispostas em um meio também homogêneo e contínuo ( $k_l$ ). Esta solução (*lower case*) é indicada apenas para grandes valores de porosidade.

$$k_{ef} = k_l \left( \frac{2\varepsilon k_l + (3 - 2\varepsilon)k_w}{(3 - \varepsilon)k_l + \varepsilon k_w} \right) \quad (A.27)$$

Para porosidades menores, Maxwell recomendou o uso da expressão a seguir (*upper case*):

$$k_{ef} = k_l \left( \frac{2(k_w/k_l)^2(1-\varepsilon) + (1+2\varepsilon)(k_w/k_l)}{(2+\varepsilon)(k_w/k_l) + (1-\varepsilon)} \right) \quad (\text{A.28})$$

Gorring and Churchill (1961) *apud* Chi (1976) formularam diversos modelos de transferência de calor para materiais heterogêneos e mostraram que as equações concordam com os resultados experimentais para pós metálicos sinterizados. Para esferas metálicas empacotadas a expressão apresentada é a seguinte:

$$k_{ef} = \frac{k_l \left( (2k_l + k_w) - 2(1-\varepsilon)(k_l - k_w) \right)}{(2k_l + k_w) + (1-\varepsilon)(k_l - k_w)} \quad (\text{A.29})$$

De acordo com Faghri (1995) e Mo *et al.* (2006) a equação acima pode ser rearranjada e expressa como:

$$k_{ef} = k_w \frac{2 + (k_l/k_w) - 2\varepsilon(1 - (k_l/k_w))}{2 + (k_l/k_w) + \varepsilon(1 - (k_l/k_w))} \quad (\text{A.30})$$

A correlação de Alexander (1972) *apud* Atabaki *et al.* (2007) apresentou os melhores resultados quando comparada aos dados experimentais da condutividade térmica efetiva em pós metálicos sinterizados de níquel e aço inoxidável saturados com água. Esta correlação foi utilizada também por Singh *et al.* (2009) para a determinação da condutividade térmica efetiva em um meio poroso de cobre saturado com água utilizado com meio poroso em um *LHP*.

$$k_{ef} = k_l \cdot (k_w/k_l)^{(1-\varepsilon)^\delta} \quad \begin{cases} \delta = 0,34 \text{ feltro metálico} \\ \delta = 0,53 \text{ pós sinterizados} \\ \delta = 0,59 \text{ tela} \\ \delta = 0,44 \text{ partículas não consolidadas} \end{cases} \quad (\text{A.31})$$

Mo *et al.* (2006) estudaram a influência da quantidade de fluido de trabalho (água) na condutividade térmica efetiva de uma estrutura capilar de níquel sinterizado. Seus resultados experimentais foram então comparados com três modelos da literatura que serão apresentados a seguir.

Krupiczka (1967) *apud* Mo *et al.* (2006) propôs uma solução numérica para condutividade térmica efetiva de materiais granulares usando primeiramente um modelo para cilindros longos ( $\varepsilon = 0,215$ ), e depois outro modelo para esferas em uma rede cúbica ( $\varepsilon = 0,476$ ). Devido à complexidade das equações obtidas, ele propôs uma correlação geral levando em consideração o efeito da porosidade. Deste modo, esta correlação é válida para o intervalo  $0,215 \leq \varepsilon \leq 0,476$ , mas pode também ser utilizada sem muitos erros para porosidades próximas da região considerada.

$$k_{ef} = k_l (k_w/k_l)^{0,280-0,757\log(\varepsilon)-0,057\log(k_w/k_l)} \quad (\text{A.32})$$

$$k_{ef} = k_l \left( 1 - (1 - \varepsilon)^{1/2} + \left( \frac{2(1 - \varepsilon)^{1/2}}{1 - K_{lw}B} \right) \left( \frac{(1 - K_{lw})B}{(1 - K_{lw}B)^2} \right) \right) \ln \left( \frac{1}{K_{lw}B} \right) - \left( \frac{B + 1}{2} \right) - \left( \frac{B - 1}{1 - K_{lw}B} \right) \quad (\text{A.33})$$

$$B = 1,25 \left( \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right)^{10/9} \quad K_{lw} = k_l/k_w$$

Zehner and Schlunder (1970) *apud* Mo *et al.* (2006) apresentaram um modelo (Equação (A.33)) de fluxo de calor unidimensional para condução através de um leito de partículas esféricas, assumindo pontos de contatos entre as partículas na direção do fluxo de calor.

Outra expressão apresentada por Mo *et al.* (2006) é a correlação de Russell, que baseado nas equações de Maxwell, desenvolveu um modelo mais complexo para determinação da condutividade térmica efetiva em meios heterogêneos.

$$k_{ef} = k_w \left( \frac{\varepsilon^{2/3} + (k_w/k_l)(1 - \varepsilon^{2/3})}{\varepsilon^{2/3} - \varepsilon + (k_w/k_l)(1 - \varepsilon^{2/3} + \varepsilon)} \right) \quad (\text{A.34})$$

Chaudhary e Bhandari (1968) *apud* Mo *et al.* (2006) consideram as contribuições das conexões em série e paralelo em estruturas heterogêneas e sugeriram a seguinte expressão:

$$\begin{aligned}
 k_{ef} &= k_{max}^n k_{min}^{1-n} \{0, 42 \leq n \leq 0,51\} \\
 k_{max} &= \varepsilon k_l + (1-\varepsilon) k_w \\
 k_{min} &= \frac{k_l k_w}{\varepsilon k_w + (1-\varepsilon) k_l}
 \end{aligned} \tag{A.35}$$

Bala *et al.*. (1989) mediram a condutividade térmica efetiva de pó de cobre (sem sinterização) de diferentes tamanho de partículas com ar como fluido constituinte. Os resultados experimentais foram comparados com o modelo de Hadley e apresentaram boa concordância.

$$k_{ef} = k_l \left( \frac{\varepsilon f + K_{wl} (1-\varepsilon f)}{1-\varepsilon(1-f) + K_{wl} \varepsilon(1-f)} \right) \tag{A.36}$$

$$K_{wl} = k_{wick}/k_l$$

onde  $f$  é uma função empírica com valor entre 0 e 1. No caso do trabalho desenvolvido por Bala *et al.* (1989) este parâmetro foi de 0,97.

Yagi (2001) *apud* Imura *et al.* (2006) desenvolveram uma equação com termos empíricos para estruturas metálicas sinterizadas. Esta equação foi utilizada para a determinação da condutividade térmica efetiva em um meio posoroso sinterizado de cobre (100 a 200 mesh,  $\varepsilon=40\%$ ) saturado com água destilada. O valor encontrado foi de 8,32 W/mK para condutividade do cobre de 396 W/mK.

$$k_{ef} = k_l \left( \varepsilon + \left( \frac{1-\varepsilon}{\phi + (2/3)(k_l/k_w)} \right) \right)$$

$$\phi = \phi_2 + (\phi_1 - \phi_2) \frac{\varepsilon - 0,26}{0,216}$$

$$\phi_i = \left( \frac{(1/2) \left( \frac{K_{wl} - 1}{K_{wl}} \right)^2 \sin(\chi_i)^2}{\ln(K_{wl} - (K_{wl} - 1) \cos(\chi_i)) - \left( \frac{K_{wl} - 1}{K_{wl}} \right) (1 - \cos(\chi_i))} \right) - \left( \frac{2}{3K_{wl}} \right) \tag{A.37}$$

$$(i = 1, 2)$$

$$\chi_1 = 54,74^\circ \quad \chi_2 = 22,33^\circ \quad K_{wl} = k_{wick}/k_l$$

A Figura A.6 mostra a comparação dos diversos modelos para a condutividade térmica efetivas apresentados. À medida que a porosidade tende a zero, o valor da condutividade efetiva se aproxima do valor da condutividade do sólido, neste caso o cobre. O inverso ocorre para porosidade igual a 100%, onde o valor da condutividade efetiva se aproxima do valor da condutividade da fase líquida, água. Pode-se constatar que dos 10 modelos apresentados, excluindo os modelos em série e paralelo, seis têm clara tendência de se aproximar do limite inferior, dois do limite superior e dois possuem valores intermediários. Ainda é possível observar que os modelos de Krupiczka, Zehner e Yagi divergem quando a porosidade tende a zero. Isto ocorre, pois estes modelos possuem dados empíricos e provavelmente foram ajustados para uma determinada faixa de porosidade.

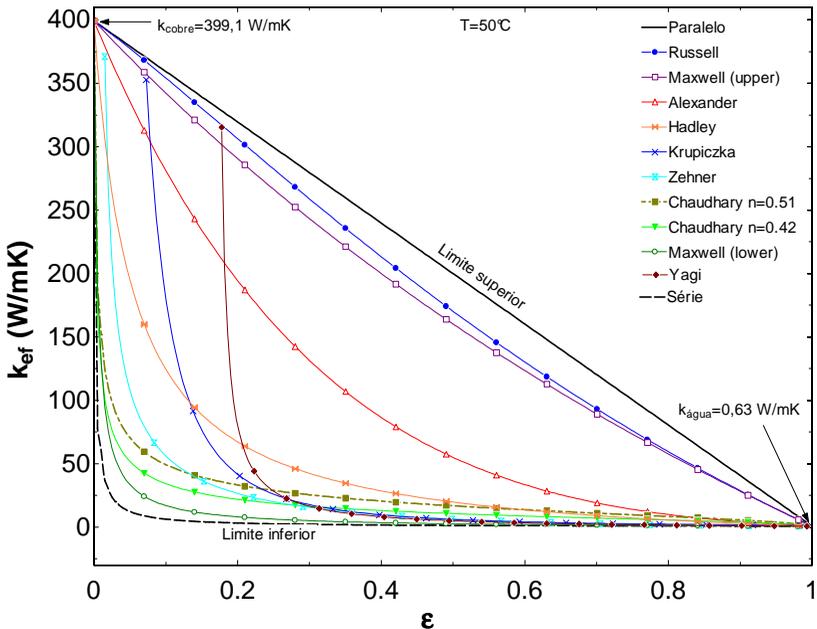


Figura A.6: Comparação dos modelos de condutividade térmica efetiva.

Como existe uma grande divergência entre os modelos apresentados na literatura, um estudo experimental e teórico em nível de mestrado (Mera, 2011) foi realizado em paralelo com o desenvolvimento deste trabalho. O objetivo principal desta dissertação foi o de criar um dispositivo experimental para a avaliação com

segurança da condutividade térmica efetiva dos meios porosos testados. Os dados prévios obtidos estão apresentados na Tabela A.6.4. Os modelos que mais se aproximaram dos dados obtidos experimentalmente foram os modelos de Alexander e de Hadley.

Tabela A.6.4: Comparação entre dados experimentais e teóricos da condutividade térmica efetiva cobre/água.

<b>Tipo de pó</b>	$\varepsilon$	<b>Experimental</b> $k_{ef}$ (W/mk)	<b>Modelo de Alexander</b> $k_{ef}$ (W/mk)	<b>Modelo de Hadley</b> $k_{ef}$ (W/mk)
PAM	0.52	35 ± 3,68	36	46
PAC	0.41	50 ± 5,26	58	64

### A.11. PRESSÃO DE DISJUNÇÃO

O termo pressão de disjunção ou de separação (*disjoining pressure*) foi primeiramente introduzido em 1936, surgindo a partir da análise de dados experimentais sobre finas camadas aquosas formadas entre duas superfícies planas de mica (Churaev, 2003). Baseado nestes dados experimentais, Derjaguin em 1965 estabeleceu o conceito de *disjoining pressure* em seu estudo sobre forças de interação intermolecular em finas camadas de líquido. Este autor verificou que os conceitos hidrodinâmicos convencionais não podiam ser aplicados para explicar as forças de interação molecular. Com o passar de várias décadas, o conceito de *disjoining pressure* tem sido incorporado a vários modelos analíticos de escoamento de fluido e transferência de calor em processos de evaporação em meniscos, para descrever os efeitos da interação molecular entre as moléculas de líquido e as moléculas de sólido na parede do dispositivo. Uma revisão histórica sobre o estudo de pressão de disjunção foi realizada Churaev em 2003. Na prática, a pressão de disjunção para líquidos não polares é expressa com uma simples função polinomial da espessura de filme fino e da constante de dispersão. Por outro lado, para líquidos polares, ela é expressa através de uma função logarítmica da espessura de filme fino e das propriedades termofísicas do líquido.

Este gradiente de pressão é estabelecido dentro de uma fina camada de líquido que cobre a seção do sólido (Faghri, 1995). As propriedades de um filme muito fino são diferentes das propriedades do restante do líquido. A pressão de disjunção é o produto de uma longa

faixa de forças intermoleculares compostas por interações moleculares e eletrostáticas. Como há regiões distintas em um menisco onde as propriedades termofísicas do fluido são diferentes, um termo adicional de pressão surge e é definido como:

$$P_d = -\frac{A}{\delta^3} - \frac{B}{\delta^2} \quad (\text{A.38})$$

onde  $P_d$ , é a pressão de disjunção, A e B são constantes que caracterizam as interações moleculares e eletrônicas e  $\delta$  é a espessura do filme de líquido. A natureza deste fenômeno produz o aumento da pressão negativa com a redução da espessura de filme. A pressão é considerada positiva para repulsão e negativa para atração do filme superficial. Devido aos altos valores de  $P_d$  nos filmes ultrafinos, seu papel no processo evaporativo é essencial para fluidos de moderada temperatura. A pressão de disjunção é um fenômeno fundamental que afeta a formação do filme fino evaporativo e a magnitude do ângulo de contato.

De maneira geral, a máxima pressão capilar pode ser estimada pela equação de Young-Laplace para uma estrutura capilar específica, conforme visto na seção anterior. Contudo, torna-se muito complexo obter uma expressão completa para a variação da pressão capilar ao longo do tubo, incluindo a parcela de *disjoining pressure*.

Para análise da operação de um tubo de calor é necessário primeiro o entendimento do fenômeno que controla o comportamento das várias interfaces, particularmente a interface vapor-líquido. Seu comportamento é principalmente governado pela tensão superficial, pela molhabilidade e pelo ângulo de contato, resultando em um desequilíbrio de pressão próximo a interface, o que proporciona o bombeamento capilar requerido para a operação de um tubo de calor. As interfaces existentes entre as fronteiras das fases vapor, líquido e sólido são tipicamente separadas por uma linha, ou no caso da interface entre o líquido e o vapor, por um menisco. Este menisco é, na verdade, uma região muito pequena na ordem de micrometros. Por simplicidade, assume-se que o menisco é uma superfície de divisão entre as fases líquida e de vapor infinitamente fina. Sob esta suposição, as propriedades extensivas para o sistema como um todo diferem da soma de valores para as duas fases, por um excesso ou deficiência causado pela região de interface (Adamson, 1990). Este modelo tem sido aplicado em alguns problemas envolvendo micro e minitubos de calor

ranhurados, pois não requer qualquer informação inicial sobre o ângulo de contato entre a superfície da ranhura e o fluido de trabalho (Swanson e Peterson, 1995). A região do menisco na seção do evaporador é dividida em três regiões: filme adsorvido, região de filme fino evaporativo e menisco intrínseco.

A seção transversal do filme fino de líquido, ou micro região localizada no evaporador, pode ser vista na Figura A.7. Todas as três regiões desempenham um papel importante na operação em regime permanente de tubos de calor. Diversos modelos teóricos (Wayner *et al.* 1976; Stephan e Busse 1993; Swanson e Peterson 1995; Ma e Peterson 1997, Demsky e Ma 2004 e Launay *et al.* 2004b entre outros) foram capazes de prever os efeitos da região fina de líquido sobre o processo evaporativo na determinação da máxima taxa de transferência de calor em um minitubo de calor.

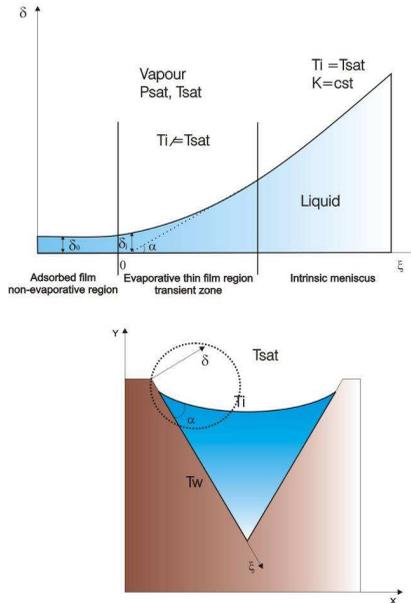


Figura A.7: Seção transversal do filme de líquido na região do evaporador.

Na região de filme adsorvido não ocorre o processo de evaporação devido às altas forças de adesão entre o líquido e a superfície sólida. Na região seguinte, chamada de região de filme fino evaporativo, é onde grande parte da evaporação ocorre e, por fim, a região intrínseca do menisco onde as forças de adesão são descartadas e o raio do menisco é constante.

A região de filme fino evaporativo apresenta altas taxas de evaporação e induzem um escoamento transversal de vapor, que é governado pela tensão superficial e as forças de adesão. O segundo mecanismo é dominante quando o menisco está muito próximo da superfície sólida. Esta região de transição tem sido o foco da maioria dos estudos em dispositivos de transporte de calor em mudança de fase por concentrar a maioria dos fenômenos de transferência de calor e massa.

Nesta região, a equação de Young-Laplace sofre uma alteração. Para a análise do perfil da interface líquido-vapor a equação de Young-Laplace é modificada através da adição do termo referente à interação intermolecular líquido-sólido. Sendo assim, a pressão capilar é apresentada da seguinte forma:

$$P_c = P_v - P_l = \sigma K + P_d \quad (\text{A.39})$$

onde  $P_v$ ,  $P_l$  e  $P_d$  são as pressões de vapor, líquido e a *disjoining pressure*, respectivamente e  $\sigma$  é a tensão superficial líquido-vapor.

Admite-se que o filme de líquido é suficientemente plano e que não varia na direção perpendicular a parede, assim a pressão do líquido é função apenas da variação axial. O termo  $K_c$  é definido como a curvatura do menisco segundo Stephan e Busse (1992) e está relacionado diretamente com a espessura da camada de líquido da região de transição,  $\delta_j$ , através da expressão:

$$K_c = \frac{d^2 \delta_j}{d\xi^2} \left[ 1 + \frac{d\delta_j}{d\xi} \right]^{-\frac{3}{2}} \quad (\text{A.40})$$

onde  $\xi$  é a posição ao longo do canal capilar.

Para líquidos não polares  $P_d$  é estimado como:

$$P_d = -\frac{A}{\delta^3} \quad (\text{A.41})$$

onde  $A$  é a constante de Hamaker, cujos valores são apresentados na Tabela A.6.5.

Tabela A.6.5: Constantes de Hamaker propostas pela literatura.

Líquido	Superfície	Constante de Hamaker (J)	Referência
água	Vidro	$3,110 \times 10^{-21}$	Wayner <i>et al.</i> (1976)
água	Cobre	$5,043 \times 10^{-21}$	Do <i>et al.</i> (2008)
metanol	Cobre	$2,870 \times 10^{-21}$	Do <i>et al.</i> (2008)

Já para líquidos polares  $P_d$  é apresentado como:

$$P_d = -\frac{A}{\delta^3} \ln \left( \frac{\delta}{\bar{\delta}_0} \right) \quad (\text{A.42})$$

Para líquido polares como a água a constante de Hamaker,  $A$ , e a espessura de referência,  $\bar{\delta}_0$ , são dependentes das propriedades sólido-líquido e a sua determinação é difícil. Para superar esta dificuldade, a relação, desenvolvida por Holm e Goplen (1979), é utilizada:

$$P_d = -\rho_l R_g T_i \ln \left[ A_l \left( \frac{\delta_j}{3,3} \right)^{B_l} \right] \quad \begin{array}{l} \delta_j \leq 3,3 / A_l^{(1/B_l)} \\ \delta_j > 3,3 / A_l^{(1/B_l)} \end{array} \quad (\text{A.43})$$

$$P_d = 0$$

onde  $A_l = 0,0243$  e  $B_l = 1,5336$  são constantes que dependem somente da natureza do líquido, neste caso, água.

## APÊNDICE B

### ANÁLISE GEOMÉTRICA DO MINITUBO DE CALOR FIOS-PLACAS

O procedimento para obtenção das equações que são apresentadas no Capítulo 3 são descritas neste apêndice. As relações apresentadas aqui foram obtidas no trabalho de Paiva (2007).

A relação entre o diâmetro do fio de cobre, raio do menisco e ângulo de contato pode ser determinado a partir da Figura B.1.

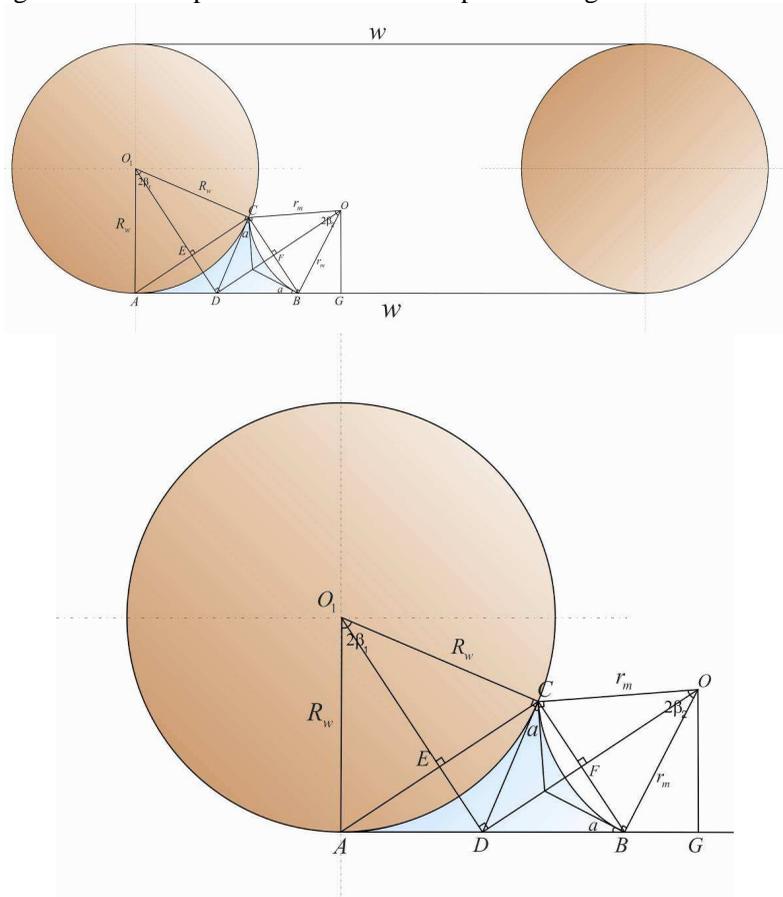


Figura B.1: Geometria do menisco de líquido do minitubo de calor.

Para facilitar a compreensão das equações que serão mostradas a seguir foi primeiramente realizado um estudo sobre as relações angulares e as relações entre os triângulos formados na seção do mini canal.

$$\begin{aligned}
 \widehat{BDF} &= \beta_1 \\
 \widehat{DAE} &= \beta_1 \\
 \widehat{BOG} &= \alpha \\
 \overline{AC} &= 2R_w \sin(\beta_1) \\
 \overline{BC} &= 2r_m \sin(\beta_2) \\
 \overline{AE} &= \sin(\beta_1)R_w \\
 \overline{AE} &= \overline{CE} = \overline{DF} \\
 \overline{EC} &= \sin(\beta_1)R_w \\
 \overline{AD} &= \tan(\beta_1)R_w \\
 \overline{DB} &= \tan(\beta_1)R_w \\
 \overline{AB} &= \overline{AD} + \overline{DB} \\
 \overline{AB} &= \tan(\beta_1)R_w + \tan(\beta_1)R_w \\
 \overline{AB} &= 2 \tan(\beta_1)R_w \\
 \widehat{AC} &= 2\beta_1 R_w \\
 \widehat{BC} &= 2\beta_2 r_m \\
 \overline{BF} &= \sin(\beta_2)r_m \\
 \overline{GO} &= \cos(\alpha)r_m \\
 \overline{BG} &= \sin(\alpha)r_m \\
 \overline{DG} &= \overline{BG} + \overline{DB} \\
 \overline{DG} &= \sin(\alpha)r_m + \tan(\beta_1)R_w
 \end{aligned} \tag{B.1}$$

Do triângulo BDO é possível estabelecer a relação entre ângulo de contato e os ângulos  $\beta_1$  e  $\beta_2$  como:

$$\beta_1 + \beta_2 + \alpha = \frac{\pi}{2} \quad (\text{B.2})$$

onde  $\beta_1$  é a metade do ângulo do ângulo de contato do arco entre o líquido e o fio.  $\beta_2$  é a metade do ângulo de abertura do menisco.

Para se obter a relação entre o ângulo  $\beta_1$  e  $\beta_2$  com o ângulo de contato, o raio do menisco e o raio do fio se procede da seguinte forma:

$$\begin{aligned} \tan(\widehat{G\hat{D}O}) &= \frac{\overline{GO}}{\overline{DG}} \\ \tan(\beta_1) &= \frac{\cos(\alpha)r_m}{\sin(\alpha)r_m + \tan(\beta_1)R_w} \\ \tan^2(\beta_1)R_w + \sin(\alpha)r_m \tan(\beta_1) - \cos(\alpha)r_m &= 0 \\ \tan(\beta_1) &= \frac{-\sin(\alpha)r_m \pm \sqrt{(\sin(\alpha)r_m)^2 + 4R_w \cos(\alpha)r_m}}{2R_w} \\ \tan(\beta_1) &= \frac{-\sin(\alpha)r_m + \sqrt{(\sin(\alpha)r_m)^2 + 4R_w \cos(\alpha)r_m}}{2R_w} \quad (\text{B.3}) \\ \beta_1 &= \arctan\left(\frac{1}{2R_w}\right) \left[ -\sin(\alpha)r_m + \sqrt{(\sin(\alpha)r_m)^2 + 4R_w \cos(\alpha)r_m} \right] \\ \beta_1 + \beta_2 + \alpha &= \frac{\pi}{2} \\ \beta_2 &= \frac{\pi}{2} - \alpha - \arctan\left(\frac{1}{2R_w}\right) \left[ -\sin(\alpha)r_m + \sqrt{(\sin(\alpha)r_m)^2 + 4R_w \cos(\alpha)r_m} \right] \end{aligned}$$

A área da seção transversal do escoamento de líquido pode ser obtida da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
A_{ABC} &= \frac{AB \times BC}{2} \\
A_{ABC} &= 2R_w r_m \sin(\beta_1) \sin(\beta_2) \\
A_{SAB} &= \frac{1}{2} R_w^2 (2\beta_1 - \sin 2(\beta_1)) \\
A_{SAB} &= \frac{1}{2} R_w^2 (2\beta_1 - 2 \sin(\beta_1) \cos(\beta_1)) \\
A_{SAB} &= R_w^2 (\beta_1 - \sin(\beta_1) \cos(\beta_1)) \\
A_{SBC} &= r_m^2 (\beta_2 - \sin(\beta_2) \cos(\beta_2)) \\
A_l &= (A_{ABC} - A_{SAB} - A_{SBC}) \\
A_l &= 2R_w r_m \sin(\beta_1) \sin(\beta_2) - R_w^2 (\beta_1 - \sin(\beta_1) \cos(\beta_1)) \\
&\quad - r_m^2 (\beta_2 - \sin(\beta_2) \cos(\beta_2))
\end{aligned} \tag{B.4}$$

Da mesma forma, pode se obter a equação para a área do escoamento da seção transversal do vapor:

$$\begin{aligned}
A_v &= A_{ADGJ} - A_w - 4A_l \\
A_v &= 2R_w w - \pi R_w^2 - 4A_l \\
A_v &= R_w (2w - \pi R_w) - 4A_l
\end{aligned} \tag{B.5}$$

O perímetro da interface líquido-vapor pode ser expresso da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
p_i &= (\widehat{BC}) \\
p_{i,l} &= (2\beta_2 r_m) \\
p_{i,v} &= (2\beta_2 r_m)
\end{aligned} \tag{B.6}$$

O perímetro interface parede-líquido e parede-vapor podem ser expressos como:

$$\begin{aligned}
p_{p,l} &= (\overline{AB} + \widehat{AC}) \\
p_{p,l} &= (2 \tan(\beta_1) R_w + 2\beta_1 R_w) \\
p_{p,l} &= 2R_w (\tan(\beta_1) + 2\beta_1) \\
p_{p,v} &= 2w + 2\pi R_w + 4(\widehat{BC}) - 4(\overline{AB}) - 4(\widehat{AC}) \\
p_{p,v} &= 2w + 2\pi R_w + 4(2\beta_2 r_m) - 4(2 \operatorname{tag}(\beta_1) R_w) - 4(2\beta_1 R_w) \\
p_{p,v} &= 2(w + \pi R_w) + 8(\beta_2 r_m - \operatorname{tag}(\beta_1) R_w - \beta_1 R_w)
\end{aligned} \tag{B.7}$$

O raio máximo do menisco pode ser apresentado como:

$$\begin{aligned}
\tan(G\hat{D}O) &= \frac{\overline{GO}}{\overline{DG}} \\
\tan(\beta_1) &= \frac{\cos(\alpha) r_m}{\sin(\alpha) r_m + \tan(\beta_1) R_w} \\
\beta_1 &= \frac{\pi}{4} \\
1 &= \frac{\cos(\alpha) r_m}{R_w + \sin(\alpha) r_m} \\
r_{\max} &= \frac{R_w}{\cos(\alpha) - \sin(\alpha)}
\end{aligned} \tag{B.8}$$

## APÊNDICE C

### ANÁLISE GEOMÉTRICA DO MENISCO

Este apêndice foi desenvolvido com o intuito de detalhar algumas relações geométricas e expressões utilizadas no modelo matemático.

#### C.1. COMPRIMENTOS DA SUPERFÍCIE DO FIO AO SEU CENTRÓIDE

Para o cálculo da resistência térmica através do fio de cobre foi necessária a determinação do comprimento entre a superfície do fio e o seu centróide. No modelo fios-placas a porção representativa do fio foi dada por um quarto de círculo, cujo centróide é expresso como (ver Figura C.1):

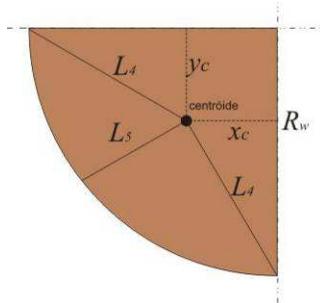


Figura C.1: Centróide para um quarto de círculo.

$$x_c = y_c = \frac{4R_w}{3\pi} \quad (C.1)$$

Deste modo, o comprimento  $L_4$  é obtido através da relação trigonométrica no triângulo CAB.

$$L_4 = \left( \left( R_w - \left( \frac{4R_w}{3\pi} \right) \right)^2 + \left( \frac{4R_w}{3\pi} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (C.2)$$

O comprimento  $L_5$  é obtido subtraindo do raio do fio o segmento de reta  $\overline{DC}$  referente a hipotenusa do triângulo CAD.

$$L_5 = R_w - \left( 2 \left( \frac{4R_w}{3\pi} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (C.3)$$

Para o minitubo de calor híbrido foi utilizado como seção representativa a metade do fio de cobre. Deste modo, o comprimento  $L_4$  foi determinado a partir do centróide de um semi-círculo (ver Figura C.2) como:

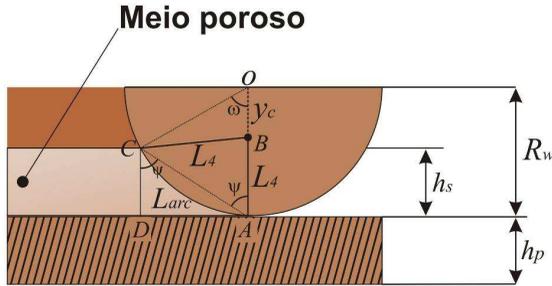


Figura C.2: Centróide para um semi-círculo.

$$x_c = 0; y_c = \frac{4R_w}{3\pi} \quad (C.4)$$

$$L_4 = R_w - \frac{4R_w}{3\pi} \quad (C.5)$$

Para a obtenção do comprimento da interface de contato entre o fio e o meio poroso foi necessário a determinação do comprimento do arco,  $L_{arc}$ . Para isso, primeiro foi calculado o comprimento da corda formada pelo segmento de reta  $\overline{AC}$ .

$$\overline{AC} = 2R_w \sin\left(\frac{\omega}{2}\right) \quad (C.6)$$

onde  $\omega$  é igual a:

$$\omega = \pi - 2\psi \quad (C.7)$$

Pelo triângulo ADC pode-se calcular  $\psi$  como:

$$\psi = a \cos \left( \frac{h_s}{2R_w \sin \left( \frac{\pi}{2} - \psi \right)} \right) \quad (C.8)$$

Desta maneira o comprimento do arco  $L_{arc}$  é dado por:

$$L_{arc} = \frac{\pi R_w \omega}{180} \quad (C.9)$$

### C.2. DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE $C_0$

Para a obtenção de  $C_0$ , a equação (3.82) é reorganizada com o termo referente a espessura da camada de filme,  $\delta$ , do lado esquerdo da equação:

$$\delta(s) \frac{d}{ds} \left[ \delta(s)^3 \frac{d^3 \delta(s)}{ds^3} \right] = \frac{3k_l \mu_l (T_{sat} - T_p)}{h_v \rho_l \sigma} \quad (C.10)$$

Diferenciando a Equação (C.10) através da regra da cadeia obtém-se:

$$\delta(s) \left[ \left( 3\delta(s)^2 \frac{d^3 \delta(s)}{ds^3} \frac{d\delta(s)}{ds} \right) + \delta(s)^3 \frac{d^4 \delta(s)}{ds^4} \right] = \frac{3k_l \mu_l (T_{sat} - T_p)}{h_v \rho_l \sigma} \quad (C.11)$$

Como em  $s=0$  a curvatura do menisco  $K_c$  é nula, temos que  $\frac{d\delta}{ds} = 0$ . Deste modo, a Equação (C.11) é simplificada como:

$$\delta(s)^4 \frac{d^4 \delta(s)}{ds^4} = \frac{3k_l \mu_l (T_{sat} - T_p)}{h_v \rho_l \sigma} \quad (C.12)$$

Diferenciando a Equação (3.83) quatro vezes temos que:



Substituindo a Equação (C.15) na Equação (C.16) determina-se o comprimento  $p$ .

$$p = \cos(\beta_1) R_w \tan(\beta_1) - 2r_c \sin^2\left(\frac{\beta_2}{2}\right) \quad (\text{C.17})$$

O segmento de reta  $q$  pode ser expresso como:

$$q = \cos(\beta_1) p \quad (\text{C.18})$$

Através das análises geométricas realizadas no Apêndice B o valor da reta  $\overline{DB}$  é conhecido como:

$$\overline{DB} = q + r = R_w \tan(\beta_1) \quad (\text{C.19})$$

Substituindo as Equações (C.17) e (C.18) na Equação (C.19) o segmento de reta  $r$  e conseqüentemente o comprimento  $L_2$  é determinado:

$$L_2 = R_w \tan(\beta_1) - \cos(\beta_1) \left[ R_w \tan(\beta_1) \cos(\beta_1) - 2r_c \sin^2\left(\frac{\beta_2}{2}\right) \right] \quad (\text{C.20})$$

#### C.4. DETERMINAÇÃO DA ESPESSURA DA CAMADA DE LÍQUIDO AFETADA PELA VARIAÇÃO DA CURVATURA DO FIO

Uma relação geométrica foi desenvolvida para a obtenção da espessura da camada de líquido influenciada pela curvatura do fio. O procedimento proposto é idêntico ao apresentado na seção C.1 deste apêndice. Primeiramente, calculou-se o comprimento da corda formada pelo segmento de reta  $c$  (ver Figura C.3).

$$c = 2R_w \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (\text{C.21})$$

onde  $\omega$  é igual a:

$$\theta = \pi - 2\omega \quad (\text{C.22})$$

Pelo triângulo MHC pode-se calcular o ângulo  $\omega$  como:

$$\omega(s) = a \sin \left( \frac{s}{2R_w \sin \left( \frac{\pi}{2} - \omega(s) \right)} \right) \quad (\text{C.23})$$

Desta maneira o comprimento da espessura da camada de líquido entre o fio de cobre e a reta tangente traçada a partir do contato menisco/fio é dado por:

$$\delta_{fio}(s) = \frac{s}{\tan(\omega(s))} \quad (\text{C.24})$$

A outra parcela da espessura da camada de líquido é calculada pelo modelo térmico descrito na seção 3.4.

## APÊNDICE D

### ANÁLISE DE INCERTEZAS

Utilizando o procedimento descrito em Paiva (2007) foram analisadas as incertezas das medidas experimentais associadas ao aquecimento do tubo, a medição de temperatura pelo sistema de aquisição e no cálculo da resistência térmica experimental. Esta análise foi realizada tanto para o experimento em bancada como para o de microgravidade.

#### D.1. INCERTEZA NA POTÊNCIA IMPOSTA

Com relação ao fornecimento de energia para as resistências elétricas dos testes em bancada, deve-se estimar as incertezas de medição associadas a potência dissipada no evaporador pela fonte de corrente contínua utilizada. Como não existia a disposição um equipamento de referência para aferição das incertezas da fonte de corrente contínua, admitiu-se como incerteza a menor divisão de escala dos mostradores de corrente e de tensão da fonte. Logo o erro cometido na medição da corrente é igual a 0,01 A e na medição da tensão igual a 0,1 V.

A quantidade de calor transferida para o minitubo de calor é expressa pela diferença entre o calor total transferido ao minitubo através da fonte de tensão e o calor perdido para o isolamento, sendo assim:

$$Q_{mhp} = Q_{total} - Q_{perdido} \quad (D.1)$$

logo a incerteza da taxa de calor transferido ao minitubo é,

$$\delta Q_{mhp} = \left[ \left( \frac{\partial Q_{mhp}}{\partial Q_{total}} \delta Q_{total} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_{mhp}}{\partial Q_{perdido}} \delta Q_{perdido} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (D.2)$$

Resultando em:

$$\delta Q_{mhp} = \left[ (\delta Q_{total})^2 + (\delta Q_{perdido})^2 \right]^{1/2} \quad (D.3)$$

O calor total transferido ao minitubo através da resistência nos testes realizados no laboratório é dado pelo produto da tensão pela corrente como mostrado a seguir.

$$Q_{total} = P_{exp} = Vi \quad (D.4)$$

A incerteza da estimativa da potência elétrica dissipada será,

$$\delta Q_{total} = \delta P_{exp} = \left[ \left( \frac{\partial P_{exp}}{\partial V} \delta V \right)^2 + \left( \frac{\partial P_{exp}}{\partial i} \delta i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (D.5)$$

$$\delta Q_{total} = \delta P_{exp} = \left[ (i \delta V)^2 + (V \delta i)^2 \right]^{1/2} \quad (D.6)$$

Para o experimento TCM realizado em microgravidade o fornecimento de energia dependia da tensão fornecida pela bateria de 24 V. Como a placa de aquisição de dados não permitia a leitura de corrente elétrica fornecida para as resistências aquecedoras, mas sim de tensão, optou-se por calcular a medida de potência elétrica dissipada através da seguinte expressão:

$$Q_{total} = P_{TCM} = \frac{V^2}{R} \quad (D.7)$$

Um canal do sistema de aquisição foi disponibilizado para a leitura de tensão fornecida as resistências elétricas. A incerteza da estimativa da potência elétrica dissipada é apresentada a seguir.

$$\delta Q_{total} = \delta P_{TCM} = \left[ \left( \frac{\partial P}{\partial V} \delta V \right)^2 + \left( \frac{\partial P}{\partial R} \delta R \right)^2 \right]^{1/2} \quad (D.8)$$

$$\delta Q_{total} = \delta P_{TCM} = \left[ \left( \frac{2V}{R} \delta V \right)^2 + \left( \frac{V}{R^2} \delta R \right)^2 \right]^{1/2} \quad (D.9)$$

A parcela de calor perdida foi calculada considerando a transferência de calor unidirecional entre o minitubo de calor, o evaporador e o isolamento térmico. Desprezando as perdas por

convecção e radiação para o ambiente através do isolamento térmico o calor perdido pode ser expresso como:

$$Q_{perdido} = \frac{T_{eva} - T_{iso}}{R_{iso}} \quad (D.10)$$

A incerteza do calor perdido para o isolamento é dada por:

$$\delta Q_{perdido} = \left[ \left( \frac{\partial Q_{perdido}}{\partial T_{eva}} \delta T_{eva} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_{perdido}}{\partial T_{iso}} \delta T_{iso} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q_{perdido}}{\partial R_{iso}} \delta R_{iso} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (D.11)$$

$$\delta Q_{perdido} = \left[ \left( \frac{1}{R_{iso}} \delta T_{eva} \right)^2 + \left( \frac{1}{R_{iso}} \delta T_{iso} \right)^2 + \left( \frac{T_{eva} - T_{iso}}{R_{iso}^2} \delta R_{iso} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (D.12)$$

A incerteza das medições de temperatura tanto do evaporador quanto a do isolamento dependem da incerteza dos sensores de temperatura utilizados.

Para o cálculo da incerteza da resistência do isolamento tem-se:

$$R_{iso} = \frac{L_{iso}}{A_{iso} k_{iso}} \quad (D.13)$$

$$\delta R_{iso} = \left[ \left( \frac{\partial R_{iso}}{\partial L_{iso}} \delta L_{iso} \right)^2 + \left( \frac{\partial R_{iso}}{\partial A_{iso}} \delta A_{iso} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (D.14)$$

$$\delta R_{iso} = \left[ \left( \frac{1}{A_{iso} k_{iso}} \delta L_{iso} \right)^2 + \left( \frac{L_{iso}}{A_{iso}^2 k_{iso}} \delta A_{iso} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (D.15)$$

A incerteza da área de isolamento é expressa por:

$$A_{isolamento} = WH \quad (D.16)$$

$$\delta A_{iso} = \left[ (H \delta W)^2 + (W \delta H)^2 \right]^{1/2} \quad (D.17)$$

## D.2. INCERTEZA NA RESISTÊNCIA TÉRMICA EXPERIMENTAL

A resistência térmica global experimental é dada pela razão entre a diferença das temperaturas médias no condensador e evaporador do minitubo de calor e a potência aplicada nas resistências elétricas. Considerando-se que as perdas térmicas na região do evaporador ocorrem apenas através do isolamento e, que o resto da energia é transferida para o fluido, pode-se estimar que a resistência térmica global experimental da seguinte forma:

$$R_{ex} = \frac{T_{med,eva} - T_{med,cond}}{Q_{total}} \quad (D.18)$$

A incerteza de medição da resistência térmica experimental é calculada da seguinte forma:

$$\delta R_{ex} = \left[ \left( \frac{\partial R_{ex}}{\partial T_{med,eva}} \delta T_{med,eva} \right)^2 + \left( \frac{\partial R_{ex}}{\partial T_{med,cond}} \delta T_{med,cond} \right)^2 + \left( \frac{\partial R_{ex}}{\partial Q_{total}} \delta Q_{total} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (D.19)$$

$$\delta R_{ex} = \left[ \left( \frac{1}{Q_{total}} \delta T_{med,eva} \right)^2 + \left( \frac{1}{Q_{total}} \delta T_{med,cond} \right)^2 + \left( \frac{T_{med,eva} - T_{med,cond}}{Q_{total}^2} \delta Q_{total} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (D.20)$$

## D.3. INCERTEZA NAS TEMPERATURAS MEDIDAS

Para se verificar os valores das incertezas dos termopares utilizados foi realizada uma calibração em todo o conjunto do sistema de medição de temperatura. O procedimento adotado é apresentado em Paiva (2007). Os sensores de temperatura do tipo T (cobre-constantan) foram mergulhados em um béquer com água destilada, e este por sua vez foi inserido em um banho com temperatura controlada. Para homogeneizar a temperatura da água em menos tempo foi introduzido um pequeno agitador. Como medida padrão foi utilizada um termômetro

de bulbo Omega® com menor resolução de escala de 0,1°C. Para a aferição do sistema de medição em laboratório variou-se a temperatura do banho de 20 a 90°C de 5 em 5°C. O tempo de estabilização entre cada patamar foi de 30 minutos. Por meio deste procedimento a incerteza associada a medição de temperatura na sistema de aquisição do laboratório é  $\pm 0,6^\circ\text{C}$

Para a aferição dos sensores de temperatura do módulo experimental testado em microgravidade seguiu-se o mesmo procedimento do sistema de laboratório. A incerteza da associada a medição de temperatura para o módulo TCM-D é  $\pm 1,1^\circ\text{C}$

#### D.4. CÁLCULO DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Na Tabela D.1 e D.2 estão listadas as incertezas utilizadas para a determinação da quantidade de calor real transferida ao minitubo de calor para o experimento em laboratório e em microgravidade, respectivamente.

Tabela D.4.1: Incertezas experimentais para o experimento em laboratório.

<b>H</b> (m)	<b><math>\delta H</math></b> (m)	<b>W</b> (m)	<b><math>\delta W</math></b> (m)	<b>L</b> (m)	<b><math>\delta L</math></b> (m)	<b><math>A_{isol}</math></b> (m <sup>2</sup> )
0,1	0,0001	0,03	0,0001	0,04	0,0001	0,003
<b><math>\delta A_{isol}</math></b> (m)	<b><math>k_{isol}</math></b> (W/m K)	<b><math>R_t</math></b> (K/W)	<b><math>\delta R_t</math></b> (K/W)	<b><math>\delta V</math></b> (V)	<b><math>\delta i</math></b> (A)	
1,043E-05	0,035	476,19	1,91	0,1	0,01	

Tabela D.4.2: Incertezas experimentais para o experimento em microgravidade.

<b>H</b> (m)	<b><math>\delta H</math></b> (m)	<b>W</b> (m)	<b><math>\delta W</math></b> (m)	<b>L</b> (m)	<b><math>\delta L</math></b> (m)	<b><math>A_{isol}</math></b> (m <sup>2</sup> )
0,07	0,0001	0,03	0,0001	0,0015	0,0001	0,0021
<b><math>\delta A_{isol}</math></b> (m)	<b><math>k_{isol}</math></b> (W/m K)	<b><math>R_t</math></b> (K/W)	<b><math>\delta R_t</math></b> (K/W)	<b>R</b> ( $\Omega$ )	<b><math>\delta R</math></b> ( $\Omega$ )	<b><math>\delta V</math></b> (V)
9,43E-06	0,085	18,43	0,871	13,2	0,01	0,1

Tabela D.4.3: Incertezas experimentais para o minitubo de calor híbrido reto – água – 0,5 ml – PAM – 20 mm evaporador –  $T_b=40^\circ\text{C}$ .

<b>V (V)</b>	<b>Qt_lab (W)</b>	<b><math>\delta Q_{t\_lab}</math> (W)</b>	<b>Qmhp (W)</b>	<b><math>\delta Q_{mhp}</math> (W)</b>	<b><math>\delta Q_{mhp}/Q_{mhp}</math> (%)</b>	<b>R_ex (<math>^\circ\text{C}/\text{W}</math>)</b>	<b><math>\delta R_{ex}</math> (<math>^\circ\text{C}/\text{W}</math>)</b>
38,59	5,287	0,174	5,241	0,174	3,314	1,166	0,139
53,1	9,983	0,239	9,935	0,239	2,405	0,784	0,073
65,31	15,087	0,294	15,037	0,294	1,955	0,596	0,048
75,41	20,134	0,339	20,084	0,339	1,690	0,498	0,036
84,12	24,984	0,379	24,934	0,379	1,518	0,425	0,029
92,22	30,064	0,415	30,012	0,415	1,383	0,373	0,024
99,62	34,967	0,448	34,914	0,448	1,284	0,344	0,021
106,63	40,093	0,480	40,038	0,480	1,198	0,319	0,018
113,03	44,986	0,509	44,929	0,509	1,132	0,300	0,016
119,14	49,920	0,536	49,861	0,536	1,075	0,289	0,015
125,04	55,018	0,563	54,957	0,563	1,024	0,278	0,013
132,04	61,267	0,594	61,204	0,594	0,971	0,266	0,012
135,94	64,843	0,612	64,780	0,612	0,944	0,246	0,011
141,54	70,345	0,637	70,281	0,637	0,906	0,229	0,010

Tabela D. 4.4: Incertezas experimentais para o minitubo de calor híbrido reto – metanol – 0,4 ml – PAM – 20 mm evaporador –  $T_b=40^\circ\text{C}$ .

<b>V (V)</b>	<b>Qt_lab (W)</b>	<b><math>\delta Q_{t\_lab}</math> (W)</b>	<b>Qmhp (W)</b>	<b><math>\delta Q_{mhp}</math> (W)</b>	<b><math>\delta Q_{mhp}/Q_{mhp}</math> (%)</b>	<b>R_ex (<math>^\circ\text{C}/\text{W}</math>)</b>	<b><math>\delta R_{ex}</math> (<math>^\circ\text{C}/\text{W}</math>)</b>
23,99	2,063	0,024	1,779	0,026	1,471	1,715	0,343
33,4	3,975	0,033	3,687	0,035	0,950	1,172	0,178
41,4	6,086	0,041	5,790	0,043	0,738	0,904	0,116
47,7	8,061	0,048	7,767	0,049	0,629	0,739	0,088
53,3	10,074	0,053	9,786	0,054	0,555	0,628	0,070
58,3	12,010	0,058	11,716	0,059	0,506	0,555	0,059
62,91	14,029	0,063	13,731	0,064	0,465	0,499	0,050
67,31	16,020	0,067	15,713	0,068	0,434	0,467	0,044
71,51	18,092	0,072	17,773	0,072	0,407	0,457	0,039
75,31	20,032	0,075	19,698	0,076	0,386	0,459	0,035
79,01	22,044	0,079	21,667	0,080	0,368	0,542	0,032
82,51	24,010	0,083	23,601	0,083	0,353	0,597	0,030

Tabela D. 4.5: Incertezas experimentais para os minitubos de calor do experimento TCM – voo.

<b>Tubos</b>	<b>V (V)</b>	<b>R (<math>\Omega</math>)</b>	<b>Qt (W)</b>	<b>Qmhp (W)</b>	<b><math>\delta Q_{mhp}/Q_{mhp}</math> (%)</b>	<b>R<sub>ex</sub> (<math>^{\circ}C/W</math>)</b>	<b><math>\delta R_{ex}</math> (<math>^{\circ}C/W</math>)</b>
Híbrido	10,21	8,6	12,12	10,42	3,239	0,578	0,129
MHPS	9,45	11,15	8,00	4,52	7,910	3,088	0,205
Sinterizado	8,91	7,94	10,00	7,30	4,891	1,362	0,159

## ANEXO A

### DADOS DOS PÓS METÁLICOS UTILIZADOS

#### A.1. PÓ METÁLICO – PAM

##### A.1.1. DADOS DO FORNECEDOR

<b>Metalpó</b>	<b>BOLETIM TÉCNICO</b>	
	Material : <b>PÓ DE COBRE TIPO PAM</b>	Código : <b>D.2200.015.F</b>

##### 1- Composição Química:

ELEMENTO	MÍNIMO	MÁXIMO
Cobre	99,50%	
Outros		0,50%

##### 2- Nível de oxidação:

Perda ao Hidrogênio: 0,50% máx.

##### 3- Distribuição Granulométrica ( %):

MALHA ASTM	MÍNIMO	MÁXIMO
- 80 + 100		3,50
- 100 + 150	3,00	13,00
- 150 + 200	4,00	22,00
- 200 + 250	7,00	15,00
- 250 + 325	16,00	28,00
- 325	38,00	55,00

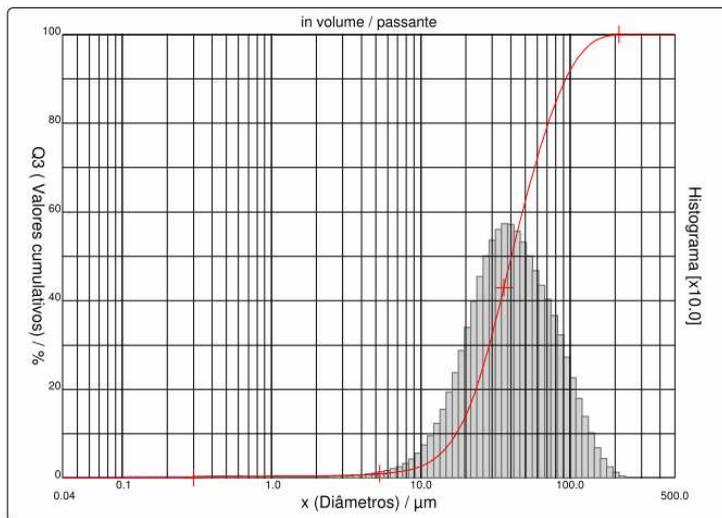
##### 4- Outros Ensaio:

DESCRIÇÃO	MÍNIMO	MÁXIMO
Densidade Aparente (g/cm <sup>3</sup> )	2,20	3,00
Escoamento (s/50g)		34'

#### A.1.2. DISTRIBUIÇÃO GRANULOMÉTRICA

Faixa : 0.04 µm - 500.00 µm / 100 Classes

Ref da amostra : PAM	Ultrasom : 60 s (+durante)
Cliente : Gustavo	Obscuration : 17 %
Amostra : Desconhecida	Diâmetro a 10% : 17.25 µm
Comentários :	Diâmetro a 50% : 40.45 µm
Líquido :	Diâmetro a 90% : 93.31 µm
Agente dispersante : Nenhum	Diâmetro médio : 49.04 µm
Operador : Rodrigo Miranda	Fraunhofer
Empresa : LAMAT	Densidade/Fator : -----
Localização : Criciúma - SC	Superfície específica : -----
Data : 18/08/2010 Hora : 11:28:35	Diluição automática : Não / Não
Índice med. : 880	Medida./Limp. : 60s/60s/4
Database name : Granulog	SOP name : Fraunhofer



## A.2. PÓ METÁLICO – PAQ

## A.2.1. DADOS DO FORNECEDOR

<b>Metalpó</b>	<b>BOLETIM TÉCNICO</b>	
	Material : <b>PÓ DE COBRE TIPO PAQ</b>	Código : <b>D.2200.018.E</b>

## 1- Composição Química:

ELEMENTO	MÍNIMO	MÁXIMO
Cobre	99,50%	
Outros		0,50%

## 2- Nível de Oxidação:

Perda ao Hidrogênio: 0,50% máx.

## 3- Distribuição Granulométrica (%):

MALHA ASTM	MÍNIMO	MÁXIMO
- 150 + 200		11,55
- 200 + 325		30,00
- 325	70,00	

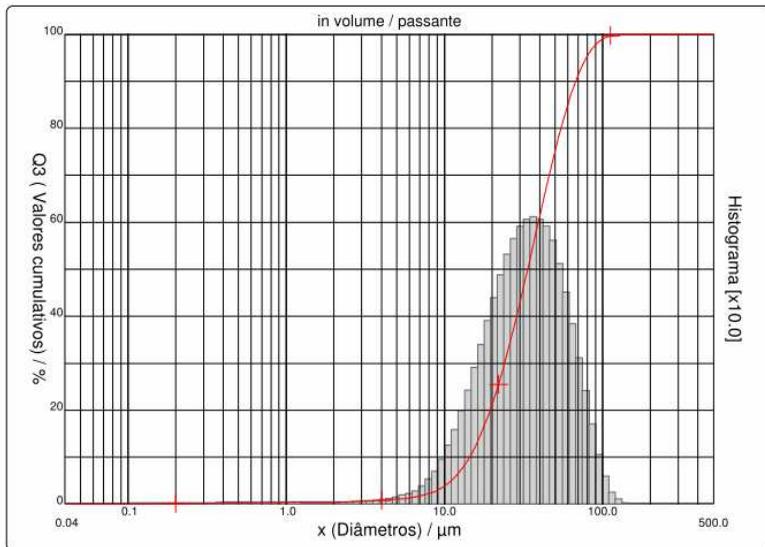
## 4- Outros Ensaios:

DESCRIÇÃO	MÍNIMO	MÁXIMO
Densidade Aparente (g/cm <sup>3</sup> )	2,70	3,30

## A.2.2. DISTRIBUIÇÃO GRANULOMÉTRICA

Faixa : 0.04 µm - 500.00 µm / 100 Classes

Ref da amostra : PAQ	Ultrasom : 60 s (+durante)
Cliente : Gustavo	Obscuration : 13 %
Amostra : Desconhecida	Diâmetro a 10% : 14.39 µm
Comentários :	Diâmetro a 50% : 33.60 µm
Líquido : Água	Diâmetro a 90% : 67.54 µm
Agente dispersante : Nenhum	Diâmetro médio : 37.78 µm
Operador : Rodrigo Miranda	Fraunhofer
Empresa : LAMAT	Densidade/Fator -----
Localização : Criciúma - SC	Superfície específica -----
Data : 20/08/2010 Hora : 16:12:20	Diluição automática : Não / Não
Índice med. : 883	Medida./Limp. : 60s/60s/4
Database name : Granulog	SOP name : Fraunhofer



## A.3. PÓ METÁLICO – PAC

## A.3.1. DADOS DO FORNECEDOR

<b>Metalpó</b>	<b>BOLETIM TÉCNICO</b>	
Material :	<b>PÓ DE COBRE TIPO PAC</b>	Código : <b>D.2200.017.F</b>

**1- Composição Química:**

ELEMENTO	MÍNIMO	MÁXIMO
Cobre	99,50%	
Outros		0,50%

**2- Nível de Oxidação:**

Perda ao Hidrogênio: 0,50% máx.

**3- Distribuição Granulométrica (%):**

MALHA ASTM	MÍNIMO	MÁXIMO
- 200 + 325		10,00
- 325	90,00	

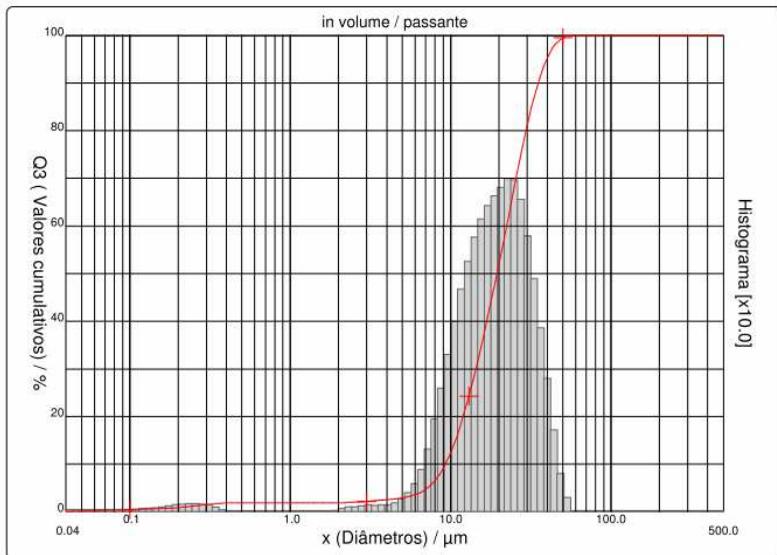
**4- Outros Ensaios:**

DESCRIÇÃO	MÍNIMO	MÁXIMO
Densidade Aparente (g/cm <sup>3</sup> )	2,50	3,00

## A.3.2. DISTRIBUIÇÃO GRAMULOMÉTRICA

Faixa : 0.04 µm - 500.00 µm / 100 Classes

Ref da amostra : PAC	Ultrasom : 60 s (+durante)
Cliente : Gustavo	Obscuration : 16 %
Amostra : Desconhecida	Diâmetro a 10% : 9.24 µm
Comentários :	Diâmetro a 50% : 19.45 µm
Líquido :	Diâmetro a 90% : 35.20 µm
Agente dispersante : Nenhum	Diâmetro médio : 20.89 µm
Operador : Rodrigo Miranda	Fraunhofer
Empresa : LAMAT	Densidade/Fator -----
Localização : Criciúma - SC	Superfície específica -----
Data : 20/08/2010	Diluição automática : Não / Não
Hora : 15:29:07	Medida./Limp. : 60s/60s/4
Índice med. : 882	SOP name : Fraunhofer
Database name : Granulog	



## A.4. PÓ METÁLICO – PAF

## A.4.1. DADOS DO FORNECEDOR

<b>Metalpó</b>	<b>BOLETIM TÉCNICO</b>	
Material :	<b>PÓ DE COBRE TIPO PAF</b>	Código : <b>D.2200.016.F</b>

1- *Composição Química:*

ELEMENTO	MÍNIMO	MÁXIMO
Cobre	99,50%	
Outros		0,50%

2- *Nível de Oxidação:*

Perda ao Hidrogênio: 0,50% máx.

3- *Distribuição Granulométrica (%)*:

MALHA ASTM	MÍNIMO	MÁXIMO
+ 100		0,10
- 100 + 200		5,00
- 200 + 325		20,00
- 325	80,00	

4- *Outros Ensaios:*

DESCRIÇÃO	MÍNIMO	MÁXIMO
Densidade Aparente (g/cm <sup>3</sup> )	2,50	3,00

## A.4.2. DISTRIBUIÇÃO GRANULOMÉTRICA

Faixa : 0.04 µm - 500.00 µm / 100 Classes

Ref da amostra : PAF	Ultrasom : 60 s (+durante)
Cliente : Gustavo	Obscuration : 13 %
Amostra : Desconhecida	Diâmetro a 10% : 10.17 µm
Comentários :	Diâmetro a 50% : 22.85 µm
Líquido :	Diâmetro a 90% : 42.42 µm
Agente dispersante : Nenhum	Diâmetro médio : 24.74 µm
Operador : Rodrigo Miranda	Fraunhofer
Empresa : LAMAT	Densidade/Fator -----
Localização : Criciúma - SC	Superfície específica -----
Data : 18/08/2010 Hora : 10:48:55	Diluição automática : Não / Não
Índice med. : 879	Medida./Limp. : 60s/60s/4
Database name : Granulog	SOP name : Fraunhofer

