

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL E TEÓRICA DE
ELEMENTOS POROSOS APLICADOS A SISTEMAS DE
BOMBEAMENTO CAPILAR**

TESE SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

HEITOR VICTOR RIBEIRO CAMARGO

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO DE 2004.

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL E TEÓRICA DE ELEMENTOS POROSOS
APLICADOS A SISTEMAS DE BOMBEAMENTO CAPILAR

HEITOR VICTOR RIBEIRO CAMARGO

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO
DE

DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE
CONCENTRAÇÃO CIÊNCIAS TÉRMICAS, APROVADA EM SUA FORMA
FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA.

Prof. Edson Bazzo, Dr.
Orientador

José A. Bellini da Cunha Neto, Dr.
Coordenador do PPGEM

BANCA EXAMINADORA

Prof. Edson Bazzo, Dr. (Presidente)

Valeri Vlassov, Dr. (Relator)

Prof. Mauricio A. Zanardi, Dr.

Prof. Amir A. M. Oliveira Jr., Ph.D.

Prof. Júlio César Passos, Dr.

**A MINHA FAMÍLIA, A
MINHA AMADA ESPOSA RAFAELA E AO
MEU FILHO HUMBERTO, QUE VEIO
ALEGRAR AINDA MAIS A MINHA VIDA E
QUE AJUDARAM A COMPLETAR MAIS
ESSA ETAPA DO MEU APRENDIZADO.**

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais José Francisco Souza Camargo, Ruth Savastano Ribeiro Camargo e minha irmã Liliane Cristina Ribeiro Camargo pelo apoio nos momentos de indecisão, dando forças para continuar e finalizar o trabalho começado.

À minha amada esposa Rafaela Frota Reinaldo pela ajuda técnica e intelectual e por me incentivar, dar apoio e carinho nos dias mais complicados. Ao nosso bebê, Humberto, que ainda não nasceu, mas já traz alegria a cada momento do nosso dia.

Ao meu orientador Edson Bazzo pelo apoio técnico e intelectual.

Aos professores José A. Bellini da Cunha Neto, Valeri V. Vlassov, Mauricio A. Zanardi, Amir A. M. Oliveira Jr., Júlio César Passos, pelo complemento teórico que ajudou a compor a versão final deste trabalho.

Aos colaboradores Alexandre Ryoiti Takahashi, Sander Carneiro, Eduardo Gonçalves Reimbrecht, Luciano Heinen, Juliano Colussi Bresciani, Jorge Gonçalves Bezerra Jr., Leonel Rincón Cancino, Marcelo Nogoseke, Marcelo Natale Junkes, Eduardo Ludgero, José Edson Basto, Edevaldo Brandílio Reinaldo, Lucas Berti, Fernando Tabalipa, Ana Paula Silva, Saulo Güths, Carlos Eduardo Pagni, Gilson Nunes Maia, Thiago Dutra, Simone Rejane Martins, Kamila Heffel Farias, Flavia Tomaz, Willian Ibanez, Emeli Lemos Pacheco, Luis Eduardo Lima Kido, Joaquim Dutra Coelho e demais técnicos, colegas e amigos da técnica e principalmente do LabCET, sem esquecer dos laboratórios que também apoiaram o estudo como o Labtermo, o Usicon, o Labmat, o Labsolar e o LMPT.

Aos amigos e colegas que me apoiaram nessa jornada, e que não citarei nomes para não esquecer ninguém, mas lembrando que sempre estarão junto a mim na lembrança dessa caminhada.

Ao CNPq pelo apoio financeiro.

O que é aprendizagem?

Uma jornada e um processo, nunca um fim ou uma conclusão.

O que é um instrutor?

Um guia, nunca um sentinela ou um ditador.

O que é uma descoberta?

Um processo constante de questionar as respostas e não de responder as perguntas.

Qual é a meta?

Mente aberta de modo a que você possa "ser" e nunca saídas fechadas de modo a que
você tenha que "fazer".

O que é um teste?

Ser e tornar-se; não apenas lembrar e revisar.

O que ensinamos?

Indivíduos e não lições, estilos, sistemas, métodos ou técnicas.

O que é uma escola?

O que quer que façamos dela.

Onde é a escola?

Em toda parte; não em uma sala de quatro cantos... Mas onde quer que estejamos.

A todos que buscam "o caminho":

Conhecimento vem de seu instrutor.

Sabedoria vem de seu interior.

BRUCE LEE

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	IV
SUMÁRIO	VI
LISTA DE FIGURAS	IX
LISTA DE TABELAS	XVIII
LISTA DE NOMENCLATURAS	XX
RESUMO	XXX
ABSTRACT	XXXII
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 SISTEMAS DE BOMBEAMENTO CAPILAR	1
1.2 MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	4
1.3 OBJETIVOS	8
1.4 ESTRUTURA DA TESE	9
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
2.1 ESTUDOS EXPERIMENTAIS EM CIRCUITOS BIFÁSICOS EM APLICAÇÕES ESPACIAIS	11
2.2 ESTUDOS EM MODELAGEM TEÓRICA DE CIRCUITOS BIFÁSICOS	19
3 CONSTRUÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DO EVAPORADOR CAPILAR	21
3.1 CONCEPÇÃO DE PROJETO DA BOMBA CAPILAR	21
3.2 FABRICAÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DE ELEMENTOS POROSOS	24
3.3 RESULTADOS DA CARACTERIZAÇÃO DOS ELEMENTOS POROSOS	27
3.4 PROCEDIMENTO DE MONTAGEM DA BOMBA CAPILAR	29
3.5 PROBLEMAS ENFRENTADOS	29
4 DESCRIÇÃO DAS BANCADAS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS	32
4.1 MODELO EXPERIMENTAL PARA TESTES EM MICROGRAVIDADE	32
4.1.1 <i>Descrição Geral</i>	32
4.1.2 <i>Concepção de Projeto</i>	33
4.1.3 <i>Procedimentos Experimentais</i>	35
4.2 RESULTADOS OBTIDOS NO MODELO DE MICROGRAVIDADE	37
4.3 BANCADA EXPERIMENTAL PARA TESTES EM LABORATÓRIO	42
4.3.1 <i>Descrição Geral</i>	42

4.3.2	<i>Procedimentos de Montagem</i>	47
4.3.3	<i>Procedimentos Experimentais</i>	48
4.4	RESULTADOS OBTIDOS EM LABORATÓRIO	51
4.4.1	<i>Micro-ranhas Circunferenciais</i>	51
4.4.2	<i>Níquel Sinterizado</i>	58
4.4.3	<i>Aço Inoxidável</i>	62
4.4.4	<i>Material Cerâmico Sinterizado</i>	68
4.4.5	<i>Polietileno</i>	71
4.5	COMPARAÇÃO ENTRE OS DIVERSOS TIPOS DE BOMBAS CAPILARES	76
4.6	ANÁLISE CONCLUSIVA DOS RESULTADOS	80
5	MODELO TERMODINÂMICO	83
5.1	COMPORTAMENTO TERMODINÂMICO E LIMITES OPERACIONAIS	83
5.1.1	<i>Descrição Básica do Circuito de Bomba Capilar (CPL)</i>	83
5.1.2	<i>Limites Operacionais</i>	85
5.1.3	<i>Formulação Termodinâmica</i>	88
5.1.4	<i>Resultados da Análise Termodinâmica do CPL</i>	98
6	MODELO TÉRMICO E COMPARAÇÃO EXPERIMENTAL	109
6.1	MODELAÇÃO FÍSICA E MATEMÁTICA DO CPL	109
6.2	RESULTADOS DA ANÁLISE NUMÉRICA DO CPL	126
7	CONCLUSÕES	129
7.1	CONCLUSÕES	129
7.2	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	130
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	132
ANEXO I – CÓDIGOS COMPUTACIONAIS		140
A.I.A.	CÁLCULO DA PRESSÃO DE BOMBEAMENTO CAPILAR	140
A.I.B.	CÁLCULO DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO FLUIDO DE TRABALHO	147
A.I.C.	CÁLCULO DO NUSSELT	151
A.I.D.	GERAÇÃO DA MALHA DO ELEMENTO POROSO	155
A.I.E.	PROGRAMA PARA CÁLCULO DA CONDUÇÃO NO TUBO E FLUIDO	179
ANEXO II – BANCADA EXPERIMENTAL: DESCRIÇÃO DETALHADA, PROCEDIMENTOS DE LIMPEZA, VÁCUO E CARREGAMENTO		184
A.II.A.	DETERMINAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL DA PRESSÃO CAPILAR	184
A.II.B.	LIMPEZA	187
A.II.C.	VÁCUO	187
ANEXO III – CARACTERIZAÇÃO DE ELEMENTOS POROSOS		189
ANEXO IV – MODELO PARA TESTES EM MICROGRAVIDADE: CONCEPÇÃO DE PROJETO, ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS, ETC		195
A.IV.A.	INTRODUÇÃO	195
A.IV.B.	ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS	196
A.IV.C.	BOMBA CAPILAR	201
A.IV.D.	PLACA ABSORVEDORA / EVAPORADOR	201
A.IV.E.	PLACA RADIADORA / CONDENSADOR	202

A.IV.F.	RESERVATÓRIO	203
A.IV.G.	TUBULAÇÃO	203
A.IV.H.	RESISTÊNCIAS ELÉTRICAS	204
ANEXO V – MODELO PARA TESTES EM MICROGRAVIDADE: SIMULAÇÃO PARA O COMPORTAMENTO TÉRMICO, RESULTADOS OBTIDOS		205
A.V.A.	ANÁLISE TÉRMICA	205
A.V.A.1.	<i>Introdução</i>	205
A.V.A.2.	<i>Modelo Numérico Transiente do CPL</i>	205
A.V.A.3.	<i>Equações e Condições de Contorno</i>	206
A.V.A.4.	<i>Modelo Numérico para Regime Permanente</i>	209
A.V.A.5.	<i>Resultados da Simulação Térmica</i>	211
A.V.A.6.	<i>Análise Final sobre o Projeto FBM</i>	215
A.V.B.	PROPRIEDADES AMBIENTAIS E VALORES UTILIZADOS	215
A.V.C.	SIMULAÇÃO NUMÉRICA E TESTES EM LABORATÓRIO	216
ANEXO VI – MODELO PARA TESTES EM MICROGRAVIDADE: FLUXOGRAMA DE OPERAÇÃO E RESULTADOS EXPERIMENTAIS PRELIMINARES		218
A.VI.A.	FLUXOGRAMA DE OPERAÇÃO DO CPL	218
A.VI.B.	RESULTADOS EXPERIMENTAIS DO MODELO DE MICROGRAVIDADE	226
ANEXO VII – ANÁLISE DE INCERTEZAS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS COMPLEMENTARES		238
A.VII.A.	ANÁLISE DE INCERTEZAS	238
A.VII.B.	RESULTADOS EXPERIMENTAIS DAS BOMBAS CAPILARES	239
A.VII.B.1.	<i>Bombas Capilares de Ranhuras Circunferenciais</i>	239
A.VII.B.2.	<i>Bombas Capilares de Níquel</i>	252
A.VII.B.3.	<i>Bombas Capilares de Aço Inoxidável</i>	260
A.VII.B.4.	<i>Bombas Capilares de Cerâmica</i>	268
A.VII.B.5.	<i>Bombas Capilares de Polietileno</i>	273

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema de um tubo de calor. _____	2
Figura 2 – Esquema de um circuito capilar de transferência de calor bifásico. _____	3
Figura 3 – Esquema de um circuito de bombeamento capilar para uso espacial. _____	4
Figura 4 – Esquema do satélite FBM – Vista explodida. _____	7
Figura 5 – Esquema do satélite FBM: _____	8
Figura 6 – Futuras expedições planejadas pela NASA. _____	17
Figura 7 – Robôs utilizados nas missões a Marte – Sistemas de bombeamento capilar foram utilizados na sua refrigeração. _____	18
Figura 8 – ACPL. _____	19
Figura 9 – CCPL. _____	19
Figura 10 – Configuração interna proposta para bombas capilares: _____	21
Figura 11 – Micrografia da parede micro-ranhurada de uma bomba capilar. _____	22
Figura 12 – Corte esquemático da bomba capilar: _____	22
Figura 13 – Fotos dos elementos porosos testados em laboratório. _____	23
Figura 14 – Elementos porosos de parede lisa e ranhurada. _____	23
Figura 15 – Bombas capilares: _____	24
Figura 16 – Bombas capilares: _____	24
Figura 17 – Elementos porosos utilizados nos testes experimentais. _____	28
Figura 18 – Micrografia dos diversos elementos porosos utilizados. _____	28
Figura 19 – Exemplos da oxidação do elemento poroso: _____	30
Figura 20 – Diversos problemas enfrentados: _____	30
Figura 21 – Problemas enfrentados. _____	31
Figura 22 – Projeto do CPL para o satélite FBM. _____	32
Figura 23 – Projetos iniciais do CPL para o satélite FBM. _____	34
Figura 24 – Projeto final do CPL para o satélite FBM: _____	34
Figura 25 – Esquema de potência aplicada ao experimento UFSC. _____	35

Figura 26 – Projeto do CPL para o satélite FBM. _____	36
Figura 27 – Vista dos testes de integração na UFSC: _____	37
Figura 28 – Teste realizado na UFSC com a bomba capilar do Modelo de Engenharia. _____	39
Figura 29 – Teste realizado na UFSC com a bomba capilar do Modelo de Engenharia. _____	39
Figura 30 – Teste realizado em SJC com a bomba capilar do Modelo de Engenharia. _____	40
Figura 31 – Teste realizado em SJC com a bomba capilar do Modelo de Engenharia. _____	41
Figura 32 – Teste realizado em SJC com a bomba capilar do Modelo de Engenharia. _____	41
Figura 33 – Teste realizado na UFSC com a bomba capilar do Modelo de Qualificação. _____	42
Figura 34 – Bancada experimental: _____	42
Figura 35 – Localização dos termopares: _____	45
Figura 36 – Bomba capilar de ranhura circunferencial: _____	46
Figura 37 – Bombas capilares de elemento poroso: Polietileno e aço inoxidável. _____	47
Figura 38 – Desenvolvimento da bancada experimental: _____	47
Figura 39 – Teste de limite capilar utilizando acetona como fluido de trabalho. _____	51
Figura 40 – Temperatura no interior do canal de líquido da bomba capilar. _____	52
Figura 41 – Perfil de temperatura no interior do canal de líquido para diferentes tempos e para diferentes potências aplicadas. _____	53
Figura 42 – Teste de variação da potência aplicada utilizando amônia como fluido de trabalho. _____	54
Figura 43 – Funcionamento da bomba capilar para acetona e amônia como fluidos de trabalho. _____	55
Figura 44 – Teste da bomba capilar em regime permanente para acetona e amônia como fluidos de trabalho. _____	56
Figura 45 – Teste considerando diferentes temperaturas de operação utilizando amônia como fluido de trabalho. _____	57
Figura 46 – Teste do CPL considerando diferentes temperaturas de operação. _____	59
Figura 47 – Comportamento térmico do CPL. _____	60
Figura 48 – Teste de variação da carga e histerese. _____	60
Figura 49 – Teste de regime permanente. _____	61
Figura 50 – Teste de variação da carga e regime permanente. _____	62
Figura 51 – Variação na temperatura de saturação. _____	63
Figura 52 – Comportamento térmico para potências escalonadas. _____	64
Figura 53 – Repetibilidade no comportamento térmico do CPL. _____	64
Figura 54 – Aquecimento do líquido na entrada da bomba capilar. _____	65
Figura 55 – Comportamento térmico de partida e regime permanente. _____	66

Figura 56 – Comportamento térmico de partida e regime permanente.	67
Figura 57 – Teste de partida.	68
Figura 58 – Teste de regime permanente.	69
Figura 59 – Teste de limite capilar e histerese.	70
Figura 60 – Teste de limite capilar e reativação.	71
Figura 61 – Variações bruscas de potência.	72
Figura 62 – Variação de carga térmica e histerese.	73
Figura 63 – Regime permanente.	73
Figura 64 – Teste de variação de potência.	74
Figura 65 – Teste de limite capilar e variações bruscas de potência.	75
Figura 66 – Teste de regime permanente.	75
Figura 67 – Pressão de bombeamento capilar calculada e medida para diferentes bombas (Acetona).	77
Figura 68 – Comportamento térmico das diversas bombas capilares testadas com vários níveis de potência (Amônia).	78
Figura 69 – Comportamento térmico mostrando perfil de temperaturas superficial das diversas bombas capilares.	79
Figura 70 – Detalhe da variação do perfil de temperaturas superficiais ao longo dos testes.	79
Figura 71 – Detalhe do comportamento térmico relativo aos perfis de temperaturas do reservatório e corpo das bombas capilares.	80
Figura 72 – Circuitos de transferência de calor bifásicos:	84
Figura 73 – Bombas capilares:	85
Figura 74 – Limites operacionais em tubos de calor (Chi, 1976).	86
Figura 75 – Esquema de um CPL em operação.	90
Figura 76 – Diagrama T-s para o experimento CPL com amônia.	91
Figura 77 – Esquema funcional de um CPL.	98
Figura 78 – Diagrama P-T para um CPL.	101
Figura 79 – Resultados experimentais obtidos nos testes com bomba de aço inoxidável, utilizados nos cálculos termodinâmicos.	102
Figura 80 – Diagrama T-s geral para a amônia.	102
Figura 81 – Diagrama T-s para a amônia durante o teste do CPL.	103
Figura 82 – Curva correspondente à temperatura adimensionalizada ótima do condensador versus temperatura adimensionalizada do vapor e valor real medido nos testes em laboratório.	104

Figura 83 – Efeito do isolamento na geração de entropia do sistema. _____	104
Figura 84 – Minimização da geração de entropia. _____	105
Figura 85 – Irreversibilidade associada ao escoamento de líquido no evaporador. _____	106
Figura 86 – Esquemas para o CPL: A – Esquema simplificado do CPL, B – Esquema simplificado, mas com a introdução do sistema bomba capilar no evaporador, C – Esquema do CPL com a introdução da perda de carga na linhas de transporte e D – Modelo para exemplificar os pontos reais do diagrama P-T e T-s na região dos meniscos evaporativos. _____	106
Figura 87 – Diagramas T-s para amônia no sistema estudado: _____	107
Figura 88 – Diagrama T-s real do sistema CPL estudado. _____	107
Figura 89 – Blocos considerados como sub-rotinas de cálculo. _____	109
Figura 90 – Fluxograma Computacional. _____	110
Figura 91 – Linha de vapor entre bomba capilar e condensador (Bloco 1). _____	111
Figura 92 – Esquema de cálculo utilizando o método TDMA. _____	114
Figura 93 – Condensador (Bloco 2a). _____	115
Figura 94 – Sub-resfriador (Bloco 2b). _____	115
Figura 95 – Temperatura no condensador e sub-resfriador. _____	116
Figura 96 – Linha de líquido (Bloco 3). _____	121
Figura 97 – Evaporador: Elemento poroso (Bloco 4). _____	122
Figura 98 – Modelo teórico da bomba capilar. _____	122
Figura 99 – Esquema da malha no elemento poroso: _____	123
Figura 100 – Esquema da malha no elemento poroso. _____	126
Figura 101 – Campo de temperaturas medida no circuito. _____	127
Figura 102 – Campo de temperaturas calculadas numericamente no circuito. _____	127
Figura 103 – Comparação teórico-experimental dos pontos de temperatura ao longo do circuito. _____	128
Figura 104 – Exemplo de uma micrografia de uma estrutura porosa. _____	185
Figura 105 – Esquema do elemento poroso. _____	186
Figura 106 – Esquema da bancada para o teste de bolhas. _____	186
Figura 107 – Equipamentos de laboratório: _____	187
Figura 108 – Micrografia do MEV das peças fabricadas com NP-123: _____	190
Figura 109 – Esquema operacional do IMAGO. _____	190

Figura 110 – Distribuição do tamanho de poros em peças fabricadas a 1000°C/15 min com o pó NP – 123.	191
Figura 111 – Porosimetria por intrusão de mercúrio.	192
Figura 112 – Níquel	193
Figura 113 – Aço Inoxidável	194
Figura 114 – Cerâmica	194
Figura 115 – Esquema da caixa UFSC.	195
Figura 116 – Distribuição dos termistores.	198
Figura 117 – Tela de aquisição de dados:	199
Figura 118 – Satélite FBM:	200
Figura 119 – Bomba capilar do experimento FBM:	200
Figura 120 – Caixa UFSC:	200
Figura 121 – Tubulação do CPL.	201
Figura 122 – Absorvedor.	202
Figura 123 – Radiador.	203
Figura 124 – Vista externa da caixa UFSC.	206
Figura 125 – Simulação numérica.	211
Figura 126 – Simulação numérica.	212
Figura 127 – Simulação numérica.	213
Figura 128 – Simulação numérica.	213
Figura 129 – Simulação numérica.	214
Figura 130 – Simulação numérica.	214
Figura 131 – Simulação numérica.	215
Figura 132 – Teste para verificação do funcionamento do fluxograma de controle do CPL realizado na UFSC.	219
Figura 133 – Teste para verificação do funcionamento do fluxograma de controle do CPL realizado em SJC.	220
Figura 134 – Foto da bomba capilar soldada pela Fibraforte.	220
Figura 135 – Fluxograma de controle do CPL – Slide 1.	221
Figura 136 – Fluxograma de controle do CPL – Slide 2.	222
Figura 137 – Fluxograma de controle do CPL – Slide 3.	223
Figura 138 – Fluxograma de controle do CPL – Slide 4.	224
Figura 139 – Fluxograma de controle do CPL – Slide 5.	225

Figura 140 – Teste do dia 25/03/2003.	226
Figura 141 – Teste do dia 02/04/2003.	227
Figura 142 – Teste do dia 09/04/2003.	227
Figura 143 – Teste do dia 10/04/2003.	228
Figura 144 – Teste do dia 16/04/2003.	228
Figura 145 – Teste do dia 06/05/2003.	229
Figura 146 – Teste do dia 28/05/2003.	229
Figura 147 – Teste do dia 29/05/2003.	230
Figura 148 – Teste do dia 30/05/2003.	230
Figura 149 – Teste do dia 06/06/2003.	231
Figura 150 – Teste do dia 09/06/2003.	231
Figura 151 – Teste do dia 03/09/2003.	232
Figura 152 – Teste do dia 04/09/2003.	232
Figura 153 – Teste do dia 06/09/2003.	233
Figura 154 – Teste do dia 10/09/2003.	233
Figura 155 – Teste do dia 10/09/2003.	234
Figura 156 – Teste do dia 11/09/2003.	234
Figura 157 – Teste do dia 12/09/2003.	235
Figura 158 – Teste do dia 12/09/2003.	235
Figura 159 – Teste do dia 11/02/2004.	236
Figura 160 – Teste do dia 16/03/2004.	236
Figura 161 – Teste do dia 19/08/2004.	237
Figura 162 – Teste do dia 22/04/2004 parte 1.	240
Figura 163 – Teste do dia 22/04/2004 parte 2.	241
Figura 164 – Teste do dia 23/04/2004.	241
Figura 165 – Teste do dia 24/04/2004.	242
Figura 166 – Teste do dia 27/04/2004 parte 1.	242
Figura 167 – Teste do dia 27/04/2004 parte 2.	243
Figura 168 – Teste do dia 28/04/2004 parte 1.	243
Figura 169 – Teste do dia 28/04/2004 parte 2.	244
Figura 170 – Teste do dia 28/04/2004 parte 3.	244
Figura 171 – Teste do dia 29/04/2004 parte 1.	245
Figura 172 – Teste do dia 29/04/2004 parte 2.	245

Figura 173 – Teste do dia 30/04/2004.	246
Figura 174 – Teste do dia 03/05/2004 parte 1.	246
Figura 175 – Teste do dia 03/05/2004 parte 2.	247
Figura 176 – Teste do dia 04/05/2004.	247
Figura 177 – Teste do dia 05/05/2004.	248
Figura 178 – Teste do dia 08/05/2004.	248
Figura 179 – Teste do dia 09/05/2004.	249
Figura 180 – Teste do dia 10/05/2004.	249
Figura 181 – Teste do dia 11/05/2004.	250
Figura 182 – Teste do dia 12/05/2004 parte 1.	250
Figura 183 – Teste do dia 12/05/2004 parte 2.	251
Figura 184 – Teste do dia 13/05/2004 parte 1.	251
Figura 185 – Teste do dia 13/05/2004 parte 2.	252
Figura 186 – Teste do dia 04/08/2004 parte 1.	253
Figura 187 – Teste do dia 04/08/2004 parte 2.	253
Figura 188 – Teste do dia 05/08/2004 parte 1.	254
Figura 189 – Teste do dia 05/08/2004 parte 2.	254
Figura 190 – Teste do dia 06/08/2004.	255
Figura 191 – Teste do dia 07/08/2004.	255
Figura 192 – Teste do dia 08/08/2004.	256
Figura 193 – Teste do dia 09/08/2004.	256
Figura 194 – Teste do dia 10/08/2004 parte 1.	257
Figura 195 – Teste do dia 10/08/2004 parte 2.	257
Figura 196 – Teste do dia 10/08/2004 parte 3.	258
Figura 197 – Teste do dia 11/08/2004 parte 1.	258
Figura 198 – Teste do dia 11/08/2004 parte 2.	259
Figura 199 – Teste do dia 11/08/2004 parte 3.	259
Figura 200 – Teste do dia 21/05/2004 parte 1.	260
Figura 201 – Teste do dia 21/05/2004 parte 2.	261
Figura 202 – Teste do dia 22/05/2004 parte 1.	261
Figura 203 – Teste do dia 22/05/2004 parte 2.	262
Figura 204 – Teste do dia 23/05/2004 parte 1.	262
Figura 205 – Teste do dia 23/05/2004 parte 2.	263

Figura 206 – Teste do dia 24/05/2004 parte 1.	263
Figura 207 – Teste do dia 24/05/2004 parte 2.	264
Figura 208 – Teste do dia 24/05/2004 parte 3.	264
Figura 209 – Teste do dia 25/05/2004.	265
Figura 210 – Teste do dia 26/05/2004 parte 1 e 2.	265
Figura 211 – Teste do dia 26/05/2004 parte 3.	266
Figura 212 – Teste do dia 27/05/2004.	266
Figura 213 – Teste do dia 28/05/2004 parte 1.	267
Figura 214 – Teste do dia 28/05/2004 parte 2.	267
Figura 215 – Teste do dia 28/05/2004 parte 3.	268
Figura 216 – Teste do dia 23/08/2004 parte 1.	269
Figura 217 – Teste do dia 23/08/2004 parte 2.	269
Figura 218 – Teste do dia 24/08/2004 parte 1.	270
Figura 219 – Teste do dia 24/08/2004 parte 2.	270
Figura 220 – Teste do dia 24/08/2004 parte 3.	271
Figura 221 – Teste do dia 25/08/2004 parte 1.	271
Figura 222 – Teste do dia 25/08/2004 parte 2.	272
Figura 223 – Teste do dia 26/08/2004 parte 1.	272
Figura 224 – Teste do dia 26/08/2004 parte 2.	273
Figura 225 – Teste do dia 09/07/2004 parte 1.	274
Figura 226 – Teste do dia 09/07/2004 parte 2.	274
Figura 227 – Teste do dia 10/07/2004.	275
Figura 228 – Teste do dia 12/07/2004.	275
Figura 229 – Teste do dia 28/09/2004 parte 1.	276
Figura 230 – Teste do dia 28/09/2004 parte 2.	276
Figura 231 – Teste do dia 29/09/2004 parte 1.	277
Figura 232 – Teste do dia 29/09/2004 parte 2.	277
Figura 233 – Teste do dia 29/09/2004 parte 3.	278
Figura 234 – Teste do dia 29/09/2004 parte 4.	278
Figura 235 – Teste do dia 30/09/2004.	279
Figura 236 – Teste do dia 01/10/2004 parte 1.	279
Figura 237 – Teste do dia 01/10/2004 parte 2.	280
Figura 238 – Teste do dia 02/10/2004 parte 1.	280

Figura 239 – Teste do dia 02/10/2004 parte 2.	281
Figura 240 – Teste do dia 03/10/2004.	281
Figura 241 – Teste do dia 04/10/2004 parte 1.	282
Figura 242 – Teste do dia 04/10/2004 parte 2.	282
Figura 243 – Teste do dia 05/10/2004.	283
Figura 244 – Teste do dia 06/10/2004 parte 1.	283
Figura 245 – Teste do dia 06/10/2004 parte 2.	284
Figura 246 – Teste do dia 07/10/2004.	284

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados técnicos da missão.	5
Tabela 2 – Dados técnicos finais da missão.	6
Tabela 3 – Resumo das bombas testadas.	29
Tabela 4 – Cálculo do volume do circuito e da carga do fluido de trabalho.	44
Tabela 5 – Pressões de bombeamento capilar e resistências elétricas.	44
Tabela 6 – Resumo das bombas testadas.	77
Tabela 7 – Resumo das equações utilizadas.	114
Tabela 8 – Valores de Nusselt para temperatura constante (Incropera, 1992).	120
Tabela 9 – Valores de Nusselt para fluxo prescrito (Incropera, 1992).	120
Tabela 10 – Porosidade total.	193
Tabela 11 – Alocação de massa do experimento FBM.	197
Tabela 12 – Propriedades dos materiais.	197
Tabela 13 – Dados do CPL.	198
Tabela 14 – Especificações das potências elétricas.	198
Tabela 15 – Lista de telecomandos.	199
Tabela 16 – Características da bomba capilar.	201
Tabela 17 – Características térmicas do absorvedor.	202
Tabela 18 – Características térmicas do radiador.	203
Tabela 19 – Características geométricas do reservatório.	203
Tabela 20 – Características geométricas e térmicas do circuito.	204
Tabela 21 – Resistências elétricas do CPL.	204
Tabela 22 – Propriedades do meio ambiente e dados utilizados nos cálculos do CPL.	215
Tabela 23 – Resumo dos testes com as bombas utilizadas no Modelo de Microgravidade.	226
Tabela 24 – Resumo dos testes com as bombas capilares de ranhuras circunferenciais.	240
Tabela 25 – Resumo dos testes com as bombas capilares de níquel sinterizado.	252
Tabela 26 – Resumo dos testes com as bombas capilares de aço inoxidável.	260

Tabela 27 – Resumo dos testes com as bombas capilares de material cerâmico.268
Tabela 28 – Resumo dos testes com as bombas capilares de polietileno montada invertida.273
Tabela 29 – Resumo dos testes com as bombas capilares de polietileno montada corretamente.
.....273

LISTA DE NOMENCLATURAS

Nomenclatura

A – Área (m^2)

A – Coeficientes das equações de transferência de calor

a, b, c e d – Parâmetros de atração utilizados em P e Q (ξ, η)

c_p – Calor específico ($J/kg \cdot K$)

c_{pCL} – Calor específico da mistura água/monoetilenoglicol ($kJ/kg \cdot K$)

c_{pHV} – Calor específico do fluido de trabalho no estado de líquido ($kJ/kg \cdot K$)

c_{pHv} – Calor específico do fluido de trabalho no estado de vapor ($kJ/kg \cdot K$)

d – Diâmetro de poros (m)

D_0 – Diâmetro externo do tubo do condensador (m)

D_H – Diâmetro hidráulico (m)

D_i – Diâmetro interno do tubo do condensador (m)

E – Empuxo (N)

e – Espessura da placa (m)

F1 – Razão de diâmetros (adimensional)

g – Aceleração da gravidade (m/s^2)

h – Coeficiente de transferência de calor por convecção ($W/m^2 \cdot K$)

h – Entalpia (kJ/kg)

h_D – coeficiente de condensação pelicular ($W/m^2 \cdot K$)

h_{fg} – Calor latente de vaporização (kJ/kg)

h'_{FG} – Coeficiente de calor latente modificado (kJ/kg)

h_{lv} – Calor latente de vaporização (kJ/kg)

I – Corrente (A)

I – Irreversibilidade (J)

- \dot{I} – Irreversibilidade (W)
- IR – Calor infravermelho (W/m²)
- J – Jacobiano
- k – Condutividade (W/m.K)
- K – Permeabilidade (m²)
- K_{eff} – Permeabilidade efetiva do material (m²)
- k_f – Coeficiente de condução do fluido (W/mK)
- k_t – Condutividade térmica tubo aço inoxidável (W/mK)
- L – Comprimento (m)
- L – Espessura do elemento poroso (m)
- L_a – Comprimento da parte adiabática (m)
- L_c – Comprimento do condensador (m)
- L_e – Comprimento do evaporador (m)
- L_{eff} – Comprimento efetivo (m)
- m – Massa (g)
- \dot{m} – Fluxo de massa (kg/s)
- m_{cp} – Capacidade térmica (J/K)
- Nu_D – Número de Nusselt em função do diâmetro
- P – Potência elétrica (W)
- p – Pressão (Pa)
- P e Q (ξ,η) – Atração das linhas e colunas para os pontos pré-estabelecidos
- P_a – Fração volumétrica de poros no elemento poroso (%)
- P_{cm} – Pressão capilar (Pa)
- P_{cm,ef} – Pressão capilar efetiva (Pa)
- P_{NW} – Pressão do mercúrio na fase não molhante (Pa)
- Pr_D – Número de Prandtl
- P_{sat} – Pressão de saturação (Pa)
- P_W – Pressão do mercúrio na fase molhante (Pa)
- Q – Calor (W)
- \dot{Q} – Fluxo de calor (W/s)
- q – Calor (W)

- q – Calor absorvido solar + albedo (W/m²)
- q_c – Calor máximo absorvido no modo capilar (W)
- q_e – Calor máximo absorvido no modo ebulição (W)
- q_i'' – Fluxo de calor interno (W/m²)
- q_o'' – Fluxo de calor externo (W/m²)
- r – Raio do elemento poroso (m)
- r – Raio do menisco (m)
- R_1 – Raio do menisco (m)
- R_1 – Raio interno do elemento poroso (m)
- R_2 – Raio externo do elemento poroso (m)
- r_c – Raio crítico (m)
- R_{cond} – Resistência equivalente de condução (K/W)
- R_{conv} – Resistência equivalente de convecção (K/W)
- Re_{DH} – Número de Reynolds em função do diâmetro hidráulico (adimensional)
- R_{eq} – Resistência equivalente (K/W)
- r_i – Raio interno do tubo de calor (m)
- s – Entropia (kJ/kg.K)
- S – Entropia (W/K)
- S – Termo fonte
- S_{gen} – Geração de entropia (W/K)
- \dot{S}_{gen} – Fluxo de entropia gerada (W/s)
- T – Temperatura (K)
- t – Tempo (segundos)
- T_0 – Temperatura do fluido de trabalho superaquecido na entrada do condensador (K)
- T_1 – Temperatura do fluido de trabalho na saída do sub-resfriador (K)
- T_2 – Temperatura do fluido de trabalho na saída do condensador entrada do sub-resfriador (K)
- T_3 – Temperatura do fluido de trabalho na saída da bomba capilar (K)
- T_4 – Temperatura do fluido de trabalho na entrada da bomba capilar (K)
- T_{EFR} – Temperatura de entrada da mistura água/monoetilenoglicol no condensador (K)
- T_s – Temperatura da superfície (K)

- T_{sat} – Temperatura de saturação do fluido (K)
 T_{SFR} – Temperatura de saída da mistura água/monoetilenoglicol no condensador (K)
 U – Coeficiente global de transferência de calor por metro de tubo (W/K.m)
 u – Velocidade (m/s)
 V – Voltagem (V)
 v – Volume (m^3)
 V – Volume (m^3)
 x – Eixo coordenado
 y – Eixo coordenado
 z – Altura (m)
 z – Eixo coordenado

Letras Gregas

- α – Absortividade
 Δ – Diferença
 ΔS – Relação entre a entropia gerada e entropia ótima (W/K)
 ΔS^* – Relação ΔS e ΔS_{ad} (adimensional)
 ΔS^+ – Relação ΔS e o coeficiente de transferência de calor por convecção para a fonte fria (adimensional)
 ΔS_{ad} – Relação entre a entropia gerada na secção adiabática e entropia gerada ótima (W/K)
 ΔT – Diferença de temperatura logarítmica (K)
 ΔT_1 – diferença entre T_0 e T_{SFR} (K)
 ΔT_2 – diferença entre T_1 e T_{EFR} (K)
 Δx – comprimento infinitesimal (m)
 ΔP_c – Pressão de bombeamento capilar (Pa)
 ΔZ_1 – Diferença de altura da coluna de água (m)
 ΔZ_2 – Diferença de altura da coluna de acetona (m)
 ∂ – Diferencial
 ε – Emissividade
 ε – Porosidade (%)

γ – Eixo coordenado

σ – Constante de Stefan – Boltzman (W/m^2K^4)

σ – Parâmetro função de $\theta_{L,opt}$ e θ (adimensional)

σ – Tensão superficial (N/m)

θ – Ângulo de contato (graus)

θ – Relação entre as temperaturas do vapor e do meio ambiente (adimensional)

θ_i – Constante (adimensional)

θ_L – Relação entre as temperaturas da fonte fria e do meio ambiente (adimensional)

$\theta_{L,opt}$ – Relação entre as temperaturas ótima da fonte fria e do meio ambiente (adimensional)

θ_o – Constante (adimensional)

ϕ – Relação entre os coeficientes de troca por convecção da região adiabática e da fonte fria (adimensional)

μ – Viscosidade dinâmica (Pa.s)

ζ – Eixo coordenado

ξ_x – Derivada de ξ na direção x

ξ_y – Derivada de ξ na direção y

η – Eixo coordenado

η_x – Derivada de η na direção x

η_y – Derivada de η na direção y

v – volume específico (m^3/kg)

x_ξ – Derivada de x na direção ξ

x_η – Derivada de x na direção η

y_ξ – Derivada de y na direção ξ

y_η – Derivada de y na direção η

ρ – Densidade (kg/m^3)

ρ – Massa específica aparente (g/cm^3)

ρ_{Hg} – Massa específica do mercúrio (kg/m^3)

ρ_{Ni} – Massa específica do níquel (kg/m^3)

ψ – Posicionamento radial (graus)

Subscritos

∞	Ambiente
1,2	Posição
a	Adiabático
ad	Adiabática
BC	Bomba capilar
C	Mistura água / monoetilenoglicol
CD	Condensador
e	Ponto ao leste
f	Fluido
H	Fluido de trabalho
H	Fonte quente
i	Fluido
L	Fonte fria
L	Líquido
LL	Linha de líquido
LV	Linha de vapor
n	Ponto ao norte
o	Mistura
opt	Ótima
p	Ponto de cálculo
R	Reservatório
s	Ponto ao suk
SAT	Saturação
T	Total
t	Tubo
V	Vapor
w	Ponto ao oeste
a	Absorvedor
b	Bomba capilar (parede externa)
ep1	Placa eletrônica 1

ep2	Placa eletrônica 2
ep3	Placa eletrônica 3
f	Fluido de trabalho e elemento poroso
g	Copo do CBEMG
gf	Fluido de trabalho do CBEMG
h	Resistência interna do CBEMG (ligada)
hn	Resistência interna do CBEMG (desligada)
ll	Lateral esquerda da caixa UFSC
lv	Linha de vapor
lw	Lateral direita da caixa UFSC
r	Radiador (região de condensação)
re	Reservatório
sc	Condensador
sp	Plataforma do satélite
sr	Radiador (região de sub-resfriamento)
tb	Tampa da caixa UFSC

ab	Entre a e b
all	Entre a e ll
alw	Entre a e lw
bf	Entre b e f
blv	Entre b e lv
fsc	Entre f e sc
gf	Entre g e gf
gfh	Entre gf e h
gfhn	Entre gf e hn
gh	Entre g e h
ghn	Entre g e hn
gsp	Entre g e sp
llep	Entre ll e ep1
llsp	Entre ll e sp
llsr	Entre ll e sr
lltb	Entre ll e tb

lsc	Entre lv e sc
lwep	Entre ll e ep2
lwr	Entre lw e r
lwsp	Entre lw e sp
lwtb	Entre lw e tb
ref	Entre re e f
resr	Entre re e sr
rg	Entre r e g
scr	Entre sc e r
tbep	Entre tb e ep3

Abreviaturas

A	– CPL – Advanced Capillary Pumped Loop
A	– LHP – Advanced Loop Heat Pipe
ABC	– Academia Brasileira de Ciências
AEB	– Agencia Espacial Brasileira
AMS	– Alpha Magnetic Spectrometer Experiment
ASAP	– Ariene Structure for Auxiliary Payload
BAT	– Burst Alert Telescope
BPC	– Brazilian Payload Computer
CAD	– Computer Aided Design
CAPL	– Capillary Pumped Loop Experiment
CBEMG	– Experimento de Ebulição em Espaço Confinado em Micro Gravidade
CCHP	– Constant Conductance Heat Pipe
CCPL	– Cryogenic Capillary Pumped Loop
CNES	– Centre National d'Etudes Spatiales
COMET	– Commercial Experiment Transport
CPL	– Capillary Pumped Loop
EOS/AM	– Earth Observatoring System/Projeto TERRA (Formalmente conhecido como AM1)
ESSS	– Engineering Simulation and Science Software LTDA.
EUA	– Estados Unidos da América

FBM – French-Brazilian Microsatellite

FLUXRAD – Medidor de Fluxo de Radiação

GTO – Geostationary Transfer Orbit

HEO – High Elliptical Orbit

HP – Heat Pipe

HP – Hewlett-Packard

HST – Hubble Space Telescope

INPE – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais

ISS – International Space Station

ITS – International Temperature Scale

JPL – Jet Propulsion Laboratory

LABCET – Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos

LABMAT – Laboratório de Materiais

LABSOLAR / NCTS – Laboratório de Energia Solar / Núcleo de Controle Térmicos de

Satélites

LEO – Low Earth Orbit

LHP – Loop Heat Pipe

LIT – Laboratório de Integração e Testes

LMPT – Laboratório de Meios Poroso e Propriedades Termofísicas de Materiais

MEV – Microscópio Eletrônico de Varredura

MPI – Moldagem de Pós por Injeção

NASA – National Aeronautics and Space Administration

NCG – Non-Condensable Gases

NP – Nickel Powder

O.D. – Diâmetro externo

SEM – Scanning on Electronic Microscope

SJC – São José dos Campos

SPA – Sensor de Pressão Absoluta

SPD – Sensor de Pressão Diferencial

SS – Space Shuttle

SSO – Sun Synchronous Orbit

STS – Space Transportation System

TBC – A ser confirmado

TBD – A ser definido

TPX – Two Phase Loop Experiment

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

URSS – União das Repúblicas Socialistas Soviéticas

VCHP – Variable Conductance Heat Pipe

VCLHP – Variable Conductance Loop Heat Pipe

VLS – Veículo Lançador de Satélites

RESUMO

Novos avanços tecnológicos têm sido alcançados com circuitos de tubos de calor e circuitos de bombas capilares. Na sua forma mais simples, o sistema é constituído por uma bomba capilar, um condensador, um reservatório e linhas para transporte de líquido e de vapor. A circulação do fluido de trabalho pode ser conseguida através de estruturas capilares constituídas de níquel ou de aço inoxidável sinterizado, polietileno e nylon. Micro-ranhas internamente usinadas axial ou circunferencialmente a tubos também se apresentam como alternativa viável para o bombeamento do fluido térmico, garantindo a movimentação do fluido na ausência da gravidade. Circuitos de bombas capilares não têm necessidade de potência elétrica externa para o seu funcionamento e não apresentam vibrações e desgaste devido à ausência de partes móveis. Além disto, são flexíveis no que diz respeito ao posicionamento e número de condensadores e evaporadores, localizados em diferentes posições, reduzindo o peso da estrutura de controle térmico, que é um requisito fundamental em satélites e mesmo estações orbitais. Atualmente, para de torná-las confiáveis e competitivas, as pesquisas enfocam na minimização de problemas relacionados com a partida, a presença de bolhas de vapor no canal de líquido, a presença de gases não condensáveis e a capacidade de recuperação das bombas capilares em caso de colapso.

Neste trabalho, resultados teóricos para a condição de regime permanente, relacionados ao comportamento termodinâmico e de transferência de calor do circuito são apresentados, considerando que a evaporação do fluido térmico ocorre na interface entre o elemento poroso e a parede interna da bomba capilar. O modelo proposto considera como critério básico, que o sistema opera em condição estável, enquanto a frente de vapor se mantiver na interface. Os valores de potências, bem como campos de temperaturas calculadas pelo modelo foram comparados com valores medidos em laboratório. Ao contrário de bombas capilares de micro-ranhas circunferenciais, bombas capilares de elementos porosos conferem maior capacidade de transferência de calor, mas tem um comportamento instável em situações próximas aos limites de

operação, exigindo cuidados especiais tanto na montagem quanto na escolha e na qualidade do fluido de trabalho.

Duas bancadas experimentais foram utilizadas para avaliação das bombas capilares desenvolvidas neste trabalho. As bombas testadas apresentaram capacidades de bombeamento capilar variáveis na faixa de 3 a 25 kPa considerando diferentes tipos de materiais como elementos porosos, como polietileno, níquel, aço inoxidável, e material cerâmico a base de alumina. Os resultados experimentais foram obtidos utilizando acetona e amônia como fluido de trabalho. O comportamento térmico das bombas capilares de elementos porosos foi comparado com o comportamento térmico de bombas capilares de micro-ranuras circunferenciais, utilizando acetona e amônia como fluidos de trabalho.

Os resultados do trabalho mostram o potencial de utilização das bombas capilares de elementos porosos e apontam as direções nas quais o sistema poderia ter seu comportamento otimizado. O modelo teórico apresenta resultados satisfatórios, requerendo ainda ajustes complementares para que ele seja definitivamente validado com os resultados experimentais.

ABSTRACT

New technological advances associated with capillary pumped loops and loop heat pipes have been made. The system is assembled with a capillary pump, a condenser, a reservoir and vapor and liquid lines. The flow of the working fluid is guaranteed by capillary structures made with nickel or sintering stainless steel, polyethylene or nylon. Axial or circumferentially microgrooved tubes are an alternative to fluid flows without the gravity force. Capillary pumped loops didn't need external power and don't have mobile parts that introduces vibrations. These systems are more flexible concerning the position and number of condensers and evaporators, which can be located in different positions reducing the weight of the thermal control structure that is a fundamental requirement to satellites and space stations. Currently, to be trustable and competitive, researches are leading to minimize the problems related with start up, the presence of non condensable gases and vapor bubbles into the liquid channel and the increase of the capacity of dry out recovery.

In this work, theoretical results for steady state, related to the thermodynamic and heat transfer behavior are presented. The base criterion considers that the evaporation of the working fluid occurs in the edge between the porous structure and the internal wall of the tube. The proposed model has the basic condition that the capillary pump is working stable until the vapor front was fixed in this interface. Power and temperature field calculated by the model will be compared to experimental values measured in a test bed in the laboratory. In contrast of circumferentially grooved capillary pumps, porous structure capillary pumps have more pumping and heat transfer capacity. However, they have an instable behavior in situations near the operation limit, needing extremely cares even in the assembling as the choice of the working fluid quality.

Two test beds were employed to run tests to evaluate the capillary pumps developed in this work. These capillary pumps have pumping capacity up to 25 kPa using different materials as wick structures, such as nickel, stainless steel, polyethylene and alumina ceramic sintered powder as capillary structure. Experimental results are showed using acetone and ammonia as

working fluid. The thermal behavior of porous capillary pumps is compared with the results of the circumferentially grooved capillary pumps using ammonia and acetone as working fluid.

The results of this work show the potential use of porous structure capillary pumps and in which way the system can have an optimized behavior. The theoretical model shows satisfactory results, requiring adjustments to be fit and validated with experimental results.

1 INTRODUÇÃO

1.1 Sistemas de Bombeamento Capilar

Circuitos de transferência de calor de bifásicos representam uma importante alternativa em projetos de refrigeração, por envolver altas taxas de transferência de calor por evaporação e condensação através de pequenas diferenças de temperaturas. Refrigeradores, criostatos, tubos de calor e circuitos de bombas capilares são sistemas que envolvem transferência de calor com mudança de fase. Em comparação com sistemas monofásicos, circuitos bifásicos são mais compactos, apresentam menores perdas de potência e operam com maiores coeficientes de troca térmica. Nesses casos, os coeficientes de troca de calor por ebulição/condensação são significativamente maiores que os coeficientes de convecção apresentados pelos sistemas monofásicos. No caso de convecção natural, trocadores de calor envolvendo água como fluido de trabalho apresentam coeficientes entre 0,02 e 0,10 kW/m².K. Para convecção forçada, o coeficiente sobe para valores entre 0,05 e 10 kW/m².K. Já para circuitos bifásicos, valores entre 3 e 100 kW/m².K são encontrados (Stoecker e Jones, 1985). No caso específico da bomba capilar, há vantagens adicionais relacionadas com seu peso estrutural e completa ausência de vibrações, tornando-a uma importante alternativa para aplicações espaciais. Circuitos de transferência de calor assistidos por bombas capilares não necessitam de bombas mecânicas para movimentação do fluido de trabalho e, portanto, não necessitam de potência elétrica auxiliar para funcionarem.

O controle térmico de componentes eletrônicos em satélites de comunicação, sondas espaciais, estações orbitais e diversas aplicações industriais, vem sendo realizado utilizando-se dispositivos de transferência de calor bifásicos. Com o objetivo de se obter maior capacidade de bombeamento capilar e garantir uma mínima resistência ao fluxo de líquido, diversos tipos de estruturas capilares vêm sendo testados. Materiais sinterizados, telas ou simplesmente paredes micro-ranhuradas têm sido utilizados como estrutura capilar. Artérias ou materiais compostos também têm se apresentado como soluções alternativas para maximizar a capacidade térmica dos

tubos de calor. Um tubo de calor (HP – Heat Pipe) pode ser descrito, figurativamente, como um pequeno dispositivo transportando calor de um local para outro (ver Figura 1) com a diferença de que o fluido de trabalho circula por ação da força provocada pela tensão superficial. No evaporador o fluido de trabalho absorve energia térmica e muda de fase. A pressão aumenta forçando o vapor a se mover para o condensador através do centro do tubo. No condensador, o fluido perde calor, condensando-se e retornando ao evaporador por ação capilar. A utilização de tubos de calor é ainda hoje muito difundida, devido a sua confiabilidade e robustez, mas apresenta desvantagens significativas relacionadas com a flexibilidade de projeto e quantidade de calor dissipado.

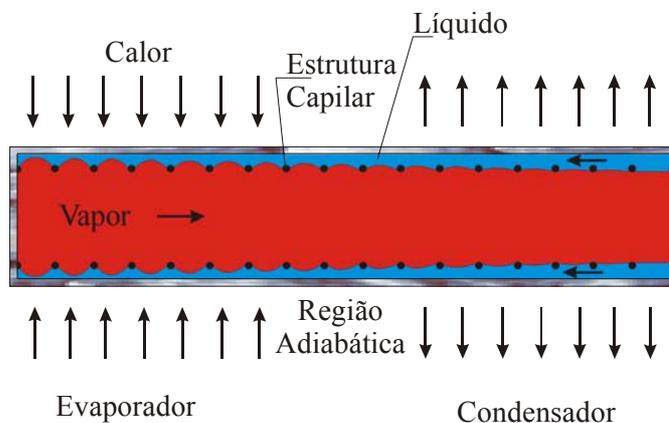


Figura 1 – Esquema de um tubo de calor.

Ao longo do tempo as necessidades térmicas das aplicações espaciais foram tornando-se maiores e os projetos mais complexos. Para atender tal demanda de energia se faz necessário a instalação de um número cada vez maior de tubos de calor, ou então a instalação de circuitos convencionais de refrigeração, aplicação esta que necessita de potência externa para bombeamento do fluido de trabalho. Para resolver esses problemas, diversas alternativas construtivas de tubo de calor foram testadas, resultando em duas principais correntes de sistemas bifásicos, os circuitos de bombas capilares (CPL – Capillary Pumped Loop) e os circuitos de tubos de calor (LHP – Loop Heat Pipe). O princípio funcional é praticamente o mesmo, diferindo somente na concepção e posicionamento do reservatório.

Um sistema de bombeamento capilar é constituído por uma área de evaporador e uma de condensador e por linhas de líquido e de vapor, que poderiam fazer o papel da região adiabática do tubo de calor (ver Figura 2). Ao contrário de tubos de calor, a localização do elemento capilar é restrita ao evaporador. O restante da tubulação é constituído por tubos lisos, que possuem

pequena perda de carga e podem ser construídas com o formato mais adequado ao projeto sem perder capacidade de transporte de calor. O circuito possui ainda um reservatório para controle do inventário de líquido no seu interior, através do controle da pressão e conseqüentemente da temperatura de trabalho. Em tubos de calor, temperaturas de trabalho constantes só são alcançadas nos tubos de calor com condutância variável. Somente elementos finamente ranhurados ou elementos porosos tem a capacidade de movimentação de fluido de trabalho que esses sistemas requerem. Tubos de alumínio têm sido frequentemente utilizados na construção de bombas capilares por serem leves e compatíveis com os fluidos de trabalho. A estrutura capilar pode ser constituída por polietileno de alta densidade, níquel sinterizado, material cerâmico, aço ou micro-ranhas circunferenciais usinadas nas paredes internas do tubo. O polietileno com tamanho de poro variável entre 10 a 15 μm tem sido testado resultando em pressões de bombeamento capilar em torno de 3 kPa. Bombas capilares de ranhas circunferenciais têm alcançado valores de pressão de bombeamento capilar de até 2 kPa. Com níquel sinterizado, a pressão de bombeamento capilar alcança valores da ordem de 40 kPa, dependendo da porosidade e tamanho de poro, do mesmo modo que para os elementos de aço e material cerâmico. Diversos pesquisadores têm dedicado esforços para a montagem de circuitos mais robustos e confiáveis, e para a solução de problemas relacionados com a partida, reativação e presença de gases não condensáveis.

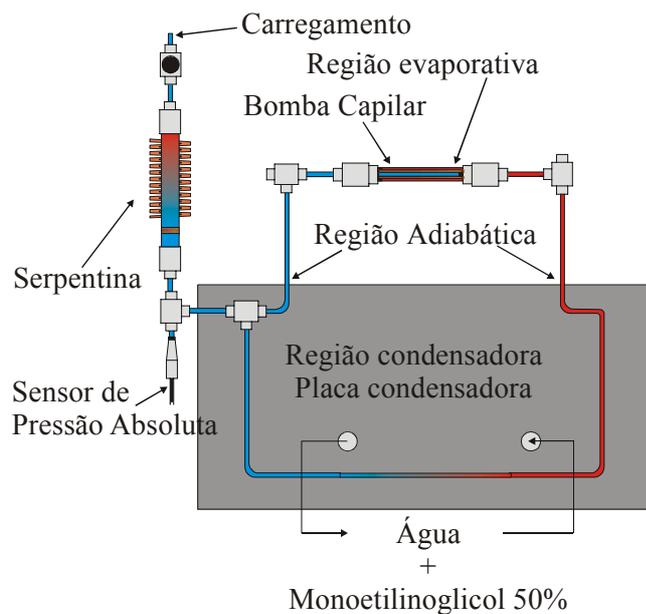


Figura 2 – Esquema de um circuito capilar de transferência de calor bifásico.

1.2 Motivação e Justificativa do Trabalho

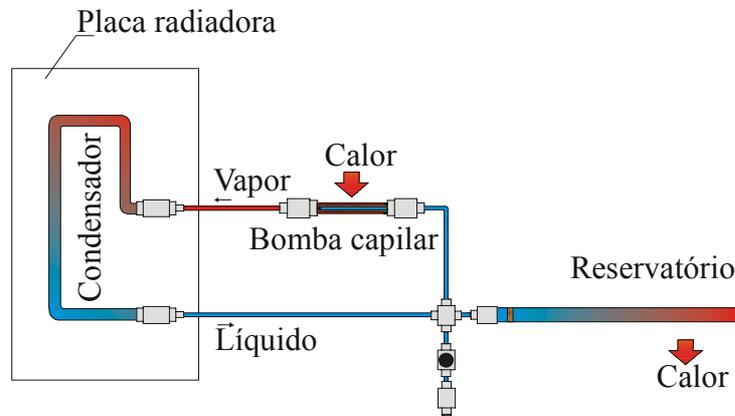


Figura 3 – Esquema de um circuito de bombeamento capilar para uso espacial.

A oportunidade de desenvolver tecnologia própria em sistemas de bombeamento capilar, surgiu para corresponder às necessidades de novos programas espaciais. A tecnologia convencional associada a sistemas mecânicos de transferência de calor, tem sido modificada para tubos de calor e sistemas bifásicos de bombeamento capilar. A Figura 3 mostra uma configuração típica de um circuito de bombeamento capilar para uso espacial constituída de uma bomba capilar, um condensador e de um reservatório para controle da temperatura de operação e inventário de líquido do sistema. A bomba capilar se constitui no elemento mais importante do circuito e opera como parte do evaporador com a finalidade de absorver o calor. O condensador é geralmente acoplado a uma placa radiadora, com a finalidade de rejeitar calor para o espaço. Amônia, acetona, Freon 11 e propileno têm sido utilizados como fluido de trabalho. O fluido de trabalho é bombeado por força das tensões superficiais desenvolvidas por paredes finamente ranhuradas ou por material poroso localizado no interior da bomba capilar. Calor é aplicado na superfície externa da bomba capilar, promovendo evaporação do fluido térmico. Líquido proveniente do condensador é bombeado pela estrutura capilar, se deslocando radialmente do centro para a interface entre elemento poroso e parede interna do tubo onde se evapora. Na interface, dependendo do diâmetro e do tipo de tubo utilizado, um número entre 15 e 30 ranhuras axiais conduzem o vapor até a linha de vapor, de volta ao condensador. A fim de tornar os sistemas confiáveis e competitivos, as pesquisas prosseguem na busca de soluções dos problemas ainda pendentes, relacionados com a partida, com a presença de bolhas de vapor no canal de líquido, presença de gases não condensáveis (NCG – Non Condensable Gases) e capacidade de recuperação das bombas capilares em caso de colapso. Bolhas de vapor ou NCG podem bloquear

a passagem de líquido através da estrutura porosa levando a bomba capilar ao colapso. Adicionalmente, bombas capilares de elementos porosos são de difícil recuperação após a condição de colapso.

O projeto de um CPL para testes em microgravidade (FBM) surgiu, também, como oportunidade para validar modelos matemáticos e dados experimentais obtidos em laboratório. Com esta validação os sistemas projetados poderão ser utilizados no controle térmico de satélites e estações orbitais. O projeto é então parte experimental complementar dos estudos realizados em laboratório.

Histórico do Projeto FBM

Visando o aprimoramento e o desenvolvimento científico e tecnológico nesta área, as agências espaciais brasileira e francesa patrocinaram uma missão espacial científica conjunta entre CNES (Centre National d'Etudes Spatiales) e AEB / INPE (Agencia Espacial Brasileira / Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais) utilizando um microsatélite (ver Figura 4 e Figura 5) cujo lançamento deveria ocorrer a partir do final de 1998. O cronograma inicial do projeto previa a entrega de propostas com detalhamento dos projetos e seleção final das cargas úteis entre os meses de março e dezembro de 1996. O orçamento inicial previsto para todo o projeto do microsatélite era de US\$ 10 milhões, sendo que a parte brasileira entraria com US\$ 500 mil. Os dados técnicos da missão são resumidos na Tabela 1 (INPE, 2004A e B). Os dados recebidos do satélite teriam um atraso de dois dias em relação ao tempo de solo.

Tabela 1 – Dados técnicos da missão.

Órbitas	LEO SSO GTO HEO (70.000 km de raio máximo)		
Lançadores	Ariane (França), Soyuz (Rússia), Cosmos (Rússia) VLS (Brasil) Rockot (Rússia/Alemanha) Start (China) Longa Marcha 2 (China).		
Carga útil	75 e 100 kg		Dimensões 60x60x80 cm
Transmissão de telemetria: 128 kbits/s	Transmissão de telecomando: 9.6 kbits/s		
Vida útil do satélite	Quinze meses		
Em cada experimento	Poderá dispor: 20 kg ou 40 litros. Energia disponível: 20 W e 26 V. Operando em uma faixa de temperaturas: -10 a 40 °C.		

Em meados de 1996, foram selecionados cinco experimentos brasileiros e um experimento francês para fazer parte do projeto (Ministério das Relações Exteriores, 2004), com data prevista para lançamento postergada para meados do ano 2000. Inicialmente, o experimento francês deveria funcionar como freio para mudança de órbita do satélite. Dos cinco experimentos

brasileiros, dois são do INPE e três da UFSC. Os três projetos da UFSC são desenvolvidos no Departamento de Engenharia Mecânica por pesquisadores vinculados ao LabSolar/NCTS (Laboratório de Energia Solar / Núcleo de Controle Térmico de Satélites), LMPT (Laboratório de Medição de Propriedades Termofísicas) e LabCET (Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos). O LabCET ficou responsável pelo CPL. Os três projetos da UFSC envolvem cerca de quinze pesquisadores, além de contar com apoio de outras universidades. O custo total estimado dos experimentos é de US\$ 200 mil. Os três experimentos da UFSC foram concebidos de forma a serem montados numa caixa única, denominada BOX UFSC (Ciência e Tecnologia, 2004). Em 2000 ficou estabelecido que o satélite seria colocado em órbita GTO pelo lançador ARIANE, na configuração ASAP, com as características anotadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Dados técnicos finais da missão.

Órbitas	GTO (36.000 km de apogeu e 620 km de perigeu) com inclinação de 7°.		
Lançadores	Ariane (França)		
Carga útil	100 kg		Dimensões 60x60x80 cm
Transmissão de telemetria: 128 kbits/s	Transmissão de telecomando: 9.6 kbits/s		
Vida útil do satélite	Quinze meses		
Peso e potência	Poderá dispor de no máximo de 10 kg por experimento, com um total para todos os experimentos de 18 kg. Energia disponível: 20 W e 26 V. Operando em uma faixa de temperaturas: -10 a 40 °C.		

Apesar das dificuldades orçamentárias enfrentadas pelo CNES, as quais provocaram a interrupção da alocação de recursos para o FBM no início de 2002, o projeto teve sua fase de projeto finalizada e foi dado início à construção dos modelos de engenharia e de vôo dos experimentos. Em junho de 2003 o CNES, desistiu de participar do projeto devido a problemas financeiros. A responsabilidade do projeto foi repassada para o INPE e o cronograma mais uma vez teve que ser reformulado, agora para absorver todos os projetos dos sistemas de telecomunicações, controle de altitude e computador de bordo. Apesar de a maior parte dos componentes já ter sido adquirida pelo CNESS e oferecida ao INPE sem nenhum custo, recursos adicionais foram necessários. Um dos maiores desafios é o desenvolvimento do software do FBM, uma área na qual o Brasil não tem pleno domínio. Alguns subsistemas, como o condicionador de potência e baterias e os painéis solares estão em fase de licitação ou contratação junto à indústria nacional. A estrutura encontra-se no LIT, em fase de construção e testes. Esse fato fez a data de lançamento ser postergada para 2004, com a utilização do VLS como veículo lançador. Após o acidente em Alcântara no início de 2004, o cronograma foi

alterado novamente para um possível lançamento em 2006 pelo lançador americano Pegasus ou pelo brasileiro VLS (Escola Superior de Geopolítica e Estratégia, 2004).

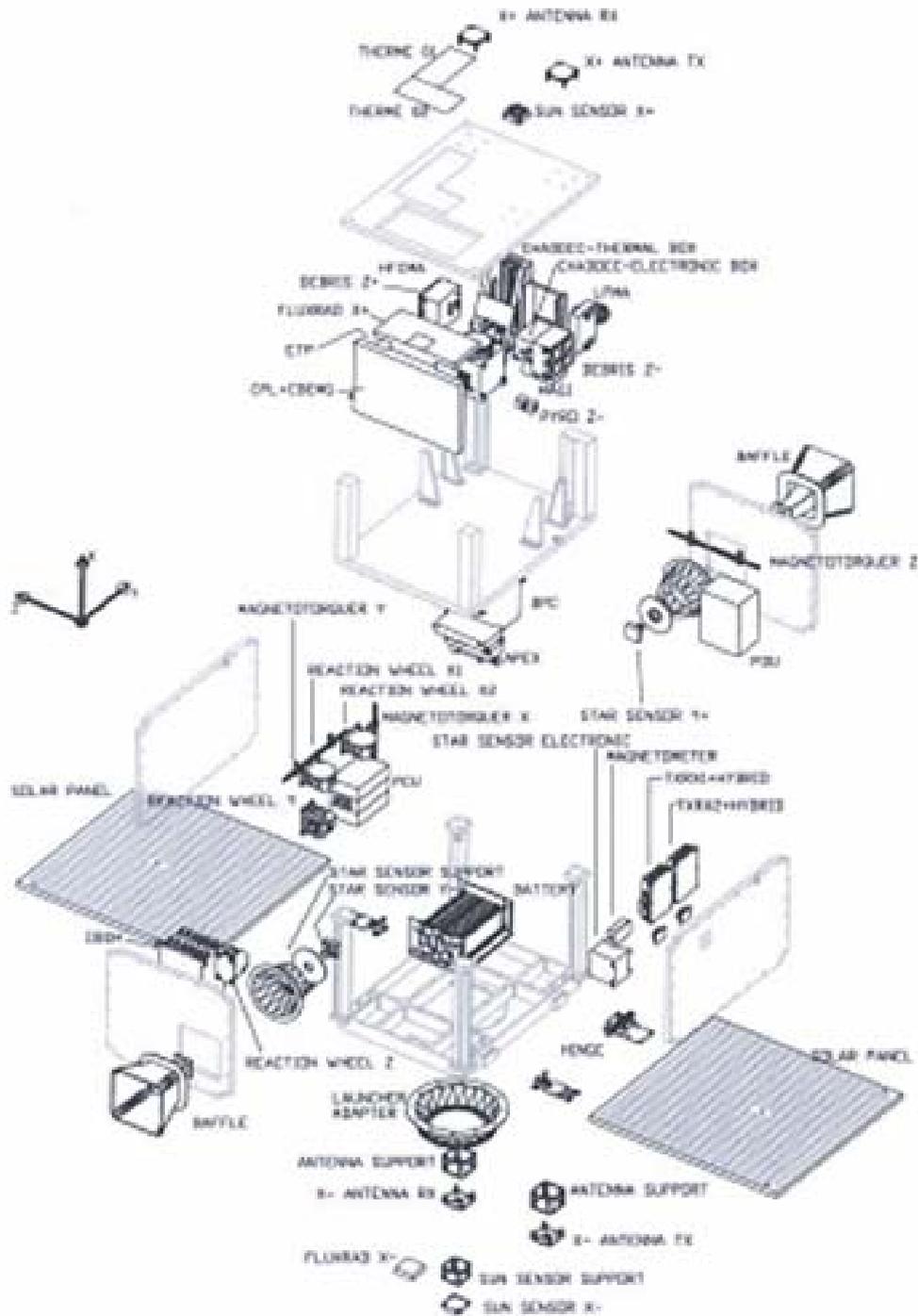


Figura 4 – Esquema do satélite FBM – Vista explodida.

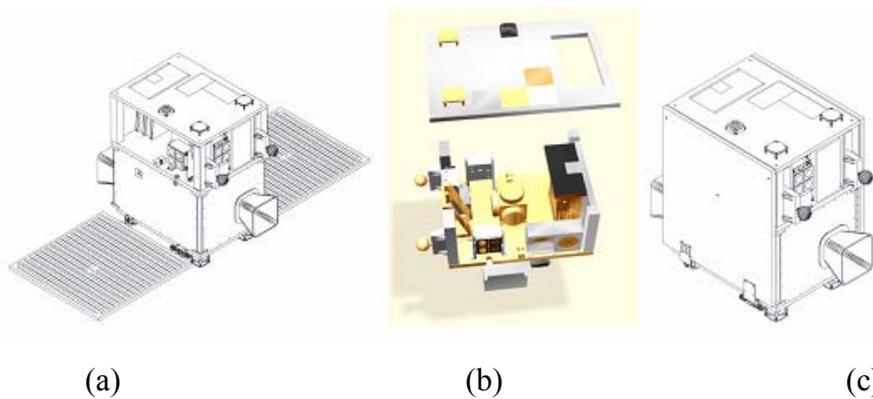


Figura 5 – Esquema do satélite FBM:

(a) Painéis solares abertos, (b) Vista interior, (c) Painéis solares fechados.

1.3 Objetivos

- i. Propor modelos e analisar o comportamento termodinâmico de elementos porosos sinterizados, considerando diferentes tipos de material como estrutura capilar, visando aplicação espacial.
- ii. Propor uma metodologia de cálculo para análise do comportamento termodinâmico em bombas capilares de estruturas porosas, considerando que a evaporação do fluido térmico ocorra na interface entre o elemento poroso e a parede interna da bomba capilar.
- iii. Comparar os valores calculados com dados experimentais medidos em laboratório e em condições de microgravidade.
- iv. Comparar o comportamento termodinâmico e limites operacionais de bombas capilares de elementos porosos com bombas capilares de ranhuras circunferenciais.
- v. Propor alternativas de projeto que minimizem problemas relacionados com a partida, a presença de bolhas de vapor no canal de líquido, a presença de gases não condensáveis e capacidade de recuperação das bombas capilares em caso de colapso.
- vi. Fabricar elementos porosos de diferentes materiais (níquel sinterizado, aço inoxidável sinterizado, cerâmica sinterizada e polietileno).
- vii. Caracterizar os elementos porosos utilizados na construção das diversas bombas capilares com a finalidade de encontrar os limites operacionais de cada material utilizado.
- viii. Fabricar diversas bombas capilares utilizando os elementos porosos fabricados e caracterizados inteiramente na UFSC.

ix. Testar as diversas bombas capilares com diferentes fluidos térmicos e em diversos níveis de potências e condições de operação.

x. Inovar, comparando o desempenho das diversas bombas capilares montadas em um mesmo circuito e com níveis de potências semelhantes.

1.4 Estrutura da Tese

A seguinte disposição foi utilizada para a apresentação da tese:

Um breve histórico dos sistemas de bombeamento capilar, motivação, justificativa do trabalho e objetivos são introduzidos no primeiro capítulo do trabalho.

Uma revisada compilação bibliográfica descrevendo estudos experimentais e modelagem teórica, além de testes realizados em microgravidade são colocados no capítulo dois da tese.

O evaporador capilar é descrito no terceiro capítulo do trabalho, mostrando a sua concepção de projeto, sua fabricação, onde é envolvida a caracterização dos elementos porosos. Os resultados da caracterização microestrutural, os procedimentos de montagem do evaporador capilar como um todo e os problemas enfrentados durante todo esse procedimento também é descrito no terceiro capítulo da tese.

No quarto capítulo, a descrição das bancadas utilizadas nos testes em laboratório e nos modelos experimentais para testes em microgravidade são comentados. A concepção do projeto desde o seu início, os procedimentos experimentais e os resultados dos testes no modelo de microgravidade são apresentados nesse momento no texto. A bancada de laboratório, com seu procedimento de montagem, seus procedimentos experimentais e seus resultados também são profundamente analisados neste importante capítulo do trabalho. Os resultados estão comentados divididos em função do tipo de elemento poroso utilizado e do tipo de bomba capilar montada, para facilitar o entendimento e o bom desenvolvimento da idéia principal do texto. No final do capítulo uma comparação entre os diversos tipos de bombas capilares e uma análise conclusiva dos resultados são apresentados.

O quinto capítulo tem seu foco direcionado para uma análise do comportamento termodinâmico do sistema. Uma visão dos limites operacionais também é pontuada neste capítulo. Este capítulo se encerra com os resultados e análises dos resultados interessantes da análise termodinâmica.

Um modelo térmico é apresentado em sua concepção inicial no sexto capítulo do trabalho. Uma modelagem física e matemática é descrita, assim como os primeiros resultados são mostrados nesta parte do texto. Uma continuação desta parte do trabalho se faz necessária e é de suma importância para a completa análise dos sistemas bifásicos empregados neste trabalho.

O capítulo sétimo do texto finaliza o corpo principal da tese com a conclusão do trabalho.

Na sequência do texto seguem ainda as referências bibliográfica utilizadas como base para a pesquisa desenvolvida. Nos anexos deste texto se encontram os códigos computacionais gerados durante o trabalho da tese, assim como uma descrição mais detalhada da bancada experimental comentando os procedimentos importantíssimos de limpeza, vácuo e carregamento do circuito. A caracterização dos elementos porosos utilizando a análise de imagens também é descrita mais profundamente nesta etapa do texto. Todo o modelo para testes em microgravidade, desde a sua concepção de projeto, especificações técnicas e as diversas partes integrantes do circuito para microgravidade são descritas no anexo quarto do texto. No próximo anexo uma análise da simulação térmica para toda a trajetória de vôo do experimento para microgravidade é descrita. Os fluxogramas de operação do modelo de microgravidade utilizados pelo programa do INPE são descritos no anexo sexto do texto, assim como os resultados experimentais realizados em São José dos Campos com todos os experimentos integrados do projeto FBM.

O último anexo do trabalho também é uma parte muito importante no contexto do trabalho. Neste anexo fechando a tese, os resultados obtidos em todas as bancadas de teste utilizadas durante os quase cinco anos deste trabalho são demonstrados. É uma bibliografia interessante no que diz respeito ao funcionamento ou “não” dos sistemas bifásicos contruídos com todos os tipos de elementos porosos fabricados durante o trabalho em desenvolvimento. Desenvolvimento, pois não se trata de um assunto encerrado e sim uma continuação de uma pesquisa iniciada a mais de dez anos pelo professor Edson Bazzo na Alemanha e continuada com muita bravura aqui na UFSC.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estudos Experimentais em Circuitos Bifásicos em Aplicações Espaciais

A viabilidade das bombas capilares foi inicialmente demonstrada em 1966, em bancada experimental especialmente construída para operar com água como fluido de trabalho (Stenger, 1966), mas somente tomou impulso na década de 80 nos EUA, mesmo período em que o LHP foi desenvolvido na antiga URSS. A maioria dos circuitos bifásicos utiliza elementos porosos constituídos de plástico ou de metal sinterizado. A porosidade e o tamanho efetivo de poro, além das propriedades físicas do fluido de trabalho determinam a capacidade de bombeamento e transporte de calor da bomba capilar.

A utilização de tubos de calor e circuitos de transferência de calor bifásicos pulsantes foram inicialmente testados em 1978, mas seu estudo só foi retomado recentemente (Delil, 2003B). Seu princípio de funcionamento está baseado na pressão de vapor do sistema. O fluido circula em pulsos, o que pode trazer vibrações e oscilações de temperaturas que podem ser prejudiciais a alguns sistemas.

O CPL (Ku, 1993) é atualmente utilizado como base da linha de pesquisa da Earth Observing System (EOS-AM) e do Commercial Experiment Transport (COMET). Meyer et al. (1993), realizou testes com um circuito bifásico utilizando amônia como fluido de trabalho, e uma bomba capilar de níquel sinterizado com diâmetro de poros da ordem de 1,5 μm , conseguindo transportar 1100W. Neste trabalho o circuito possuía um desnível entre condensador e evaporador (“tilt”) de 2m na vertical. Os testes realizados tiveram potência inicial de 11W, variando a potência em períodos de uma hora. A temperatura máxima que a superfície da bomba atingiu foi de 90°C, com um elemento poroso de níquel sinterizado com 70 % de porosidade. O circuito estava instrumentado com 40 termopares do tipo T espalhados ao longo da tubulação.

Diversos outros projetos foram desenvolvidos assim como o de Antoniuk e Pohner (1994) que investigaram a presença de NCG em CPL's e descobriram que a amônia reage com a tubulação do circuito, geralmente de alumínio, produzindo hidrogênio, um NCG também mencionado por Nikitkin et al. (1998). Antoniuk e Pohner (1994) também relatam que um superaquecimento de 1°C para amônia a uma temperatura de 20 °C na ebulição incipiente produz uma onda de pressão de 28 kPa, valor muito superior aos 4 kPa de pressão que um elemento poroso com poros de 20 µm de diâmetro produz. Esta onda de pressão pode induzir ao colapso um sistema antes mesmo da sua partida, fazendo com que bolhas de vapor atravessem o elemento poroso chegando ao canal de líquido e bloqueando o sistema. O superaquecimento necessário para inicialização é bem maior do que o descrito acima, sendo tanto maior quanto menor for o diâmetro da bomba capilar. Delil et al. (1994) utilizaram nos experimentos dois tipos de alumínio para a construção do sistema. Alumínio 7075 para a estrutura e alumínio 6061 para a tubulação do CPL. O elemento poroso era composto de polietileno com poros de 3 µm de diâmetro e pressão de bombeamento de 3 kPa.

Lin et al. (1994) construíram um CPL com dois evaporadores de 39 mm de diâmetro externo e 25 mm de diâmetro interno. Elementos porosos com 25 mm de diâmetro externo e 15 mm de diâmetro interno e poros com diâmetros de 6.10^{-4} m e permeabilidade de 6.10^{-13} m². O fluido de trabalho não foi mencionado e o vácuo utilizado para carregamento do circuito foi de 10^{-3} Pa. Foram utilizados tubos transparentes para visualização de todo o processo. Os testes foram realizados com o intuito de investigar o comportamento do circuito sob diferentes condições: regime permanente, com potência constante, potência aplicada em somente um evaporador, potência mínima para funcionamento e variação na temperatura do reservatório. Lin et al. tiveram problemas com a presença de NCG e sugeriram como solução o aumento da temperatura do sistema e o uso de armadilhas para o vapor.

Antoniuk (1995) realizou testes na Space Shuttle - Space Transportation System (SS – STS). Ao todo 20 testes foram realizados, todos sem sucesso. O CAPL2 que voou na SS STS-69 (Ku e Hoang, 1997) em 1995 necessitou em todas as partidas de um tempo relativamente longo para deslocar o líquido contido nas ranhuras de vapor da bomba capilar. Um superaquecimento inicial é sempre necessário para a nucleação das primeiras bolhas e é quase sempre acompanhado por um pico de pressão. Neste experimento, 180 termistores mediam os valores das temperaturas no sistema. A potência foi variada em intervalos de 30 minutos. O reservatório foi controlado termicamente e sua temperatura variou entre 10 e 25°C. Testes preliminares foram realizados em uma câmara de vácuo em laboratório para garantir os resultados de vôo. Ranhuras

circunferenciais foram também adicionadas às ranhuras axiais para permitir que o vapor pudesse escoar.

Em relato, Delil (1999) comentou que o comprimento para condensação aumenta com a redução da gravidade. Em microgravidade (0g), o tamanho do condensador é aproximadamente 10 vezes maior que o utilizado em laboratório (1g). Diâmetros de linha menores sentem menos o efeito da gravidade. Esse fato foi confirmado por resultados de vôo, descritos em TPX Flight Data (Delil et al., 1995). Outro ponto interessante é a corrosão por pit que foi encontrada em AL6061-T651/Amônia com elemento poroso de níquel sinterizado, localizado nas paredes usinadas e nas soldas. Fato semelhante foi notado em AL/Amônia e Níquel/Aço inoxidável. Bombas capilares com diferentes configurações e formatos também estão sendo pesquisadas (Delil et al., 1997). Todos os experimentos tiveram que ser construídos com material capaz de suportar até 45 bar de pressão (amônia a 80°C).

Hoang et al. (1997) utilizaram Freon 134a (nome comercial do fluido refrigerante - triclóro flúor carbono - CFC13) como fluido de trabalho. O principal objetivo era encontrar uma forma mais tolerante a bolhas de vapor e gases não condensáveis. Realizaram diversos testes de NCG e de partida. Para o aquecimento das bombas capilares foram utilizadas duas resistências de 50 W cada. Para facilitar a visualização do experimento como um todo, linhas de transporte foram construídas com tubos transparentes de Teflon®. Hoang (1997) sugeriu ainda usar uma câmara de compensação na saída da bomba capilar e não na entrada como geralmente é a configuração de um LHP. Este novo protótipo recebeu o nome de A-CPL (Advanced – CPL).

Antoniuk e Niemberg (1998) instalaram isoladores nas entradas das bombas com coletores de líquido e de vapor, o que impediu que eventuais bolhas provocassem o colapso da bomba capilar. Um ponto importante analisado foi que em microgravidade, oscilações maiores na pressão são verificadas, o que causa problemas na partida. Para corrigir isso uma nova bomba capilar foi utilizada em série para servir de bomba de inicialização.

Ku percebeu, assim como Antoniuk, grandes variações no sensor de pressão diferencial durante os experimentos em microgravidade (Ku et al., 1998). Do mesmo modo, também usou uma bomba de partida ligada diretamente ao reservatório e todo o sistema levou 3 horas para iniciar. A frequência e a amplitude das oscilações tanto na pressão como na temperatura são funções das propriedades físicas do CPL (permeabilidade do elemento poroso, tamanho das linhas de transporte) e condições de operação (potência aplicada e temperatura do condensador) (Ku e Krolczek, 1998). Estas variações são amplificações das variações de líquido do interior do reservatório, terminando quando a potência se aproxima da potência limite.

Uma contribuição dos trabalhos de Nikitkin et al. (1998) foi a descoberta de que hidrogênio e nitrogênio são os gases mais comuns gerados dentro de um invólucro de amônia/aço inoxidável/alumínio e que a vida útil do experimento está entre 10 e 20 anos. As bombas russas são capazes de transportar de 500 até 24kW (Nikitkin e Cullimore, 1998), com 60-75% de porosidade e diâmetros de poros de 0,1 a 5 μm com uma capacidade de bombeamento superior a 30kPa (Kiseev et al., 1997).

Ottenstein e Niemberg (1998) utilizaram em cada evaporador um tubo de calor passando por dentro do canal de líquido de forma a equalizar as temperaturas e não permitir a formação de bolhas, colapsando-as no seu interior. Foram utilizadas também ranhuras axiais e circunferenciais ao mesmo tempo no corpo da bomba capilar. Diversos isoladores, coletores de líquido e de vapor e válvulas de fluxo de vapor capilar também foram distribuídos ao longo do circuito para melhorar o desempenho e reduzir as chances de falha por acúmulo de vapor e NCG no elemento poroso da bomba capilar.

McIntoch et al. (1998), utilizaram como fluido de trabalho amônia com um grau de pureza de 99,998%. Este rigor é necessário para impedir a formação de NCG devido à oxidação que o vapor d'água pode causar no interior da tubulação. Conseguiram dissipar potências desde 15 até 460W, com o reservatório variando entre -20 e +40°C. Toda a estrutura e tubulações do sistema foram construídas com alumínio 6063, e durante os testes houve um subresfriamento de 5°C na entrada da bomba capilar.

Hagood (1998) construiu um circuito com alumínio 6061 e diversos testes foram necessários para viabilizar o embarque na Shuttle, assim como em Delil (1999). A pressão máxima suportada pelo equipamento foi de 2760 kPa a 80°C (176°F - Temperatura crítica no lançamento dentro da Shuttle). Outros testes foram necessários para a aprovação do projeto, como o teste de vibração em ressonância a 50 Hz, teste de vibração de impacto devendo suportar até 12 vezes a força gravitacional. Os testes de pressão mostraram que todo o sistema suportaria 5520 kPa.

Hou et al. (1999) montaram um experimento para medição do fluxo de calor em LHP, alcançando valores da ordem de 89 W/cm^2 (890.000W/m²), com um sistema de aço inoxidável/amônia, conseguindo transmitir até 250 W com evaporador e condensador defasados de uma altura entre 40 e 60 cm.

Outros estudos interessantes podem ser citados como, por exemplo, os efeitos sem explicação plausível de oscilações que ocorreram em alguns testes realizados no JPL (Jet Propulsion Laboratory) com um protótipo de LHP (25W/263K – Ku et al., 2003). Durante o

estudo notou-se que o sistema possuía grande massa térmica e, dependendo do caso, grandes massas térmicas podem absorver parte do calor aplicado e retorná-lo ao circuito em um momento subsequente fazendo com que oscilações ocorram na câmara de compensação e se espalhem pelo sistema. A temperatura do banho do condensador também deve estar abaixo da temperatura ambiente e o calor aplicado deve ser baixo. Caso alguma destas três hipóteses não ocorra o sistema não entrará em oscilação. Um controle maior sobre a temperatura da câmara de compensação pode reduzir esse efeito no espaço. Trabalhos experimentais também foram realizados com o objetivo de melhorar o desempenho dos sistemas de bombeamento capilar utilizados em condições de microgravidade e supergravidade.

Uma nova opção para o uso de bombas capilares e tubos de calor foi demonstrada em Kosoy (2003), onde se faz uso de uma combinação dessas duas tecnologias para realizar o resfriamento de um ambiente sem utilizar potência elétrica.

Um CPL com múltiplos evaporadores para uso em microgravidade foi testado por Ottenstein et al. (2003A). Testes desde 100 até 1500 W foram realizados com sucesso. O sistema possui uma bomba de partida e quatro evaporadores capilares distribuídos em três áreas distintas. Complicados testes de partida e procedimentos foram testados e agora são adotados como padrão para o caso do CAPL3. Temperaturas superaquecidas do vapor sempre são atingidas quando a partida do sistema se torna difícil. Pequenas variações no inventário de líquido dentro do sistema podem trazer resultados catastróficos ao final dos testes. O resumo dos testes realizados mostra que o sistema com múltiplas bombas capilares funciona perfeitamente e é capaz de atuar sem problemas no controle térmico de satélites. Problemas relacionados com a manobrabilidade dos veículos espaciais podem prejudicar o funcionamento, mas não inviabilizar o seu uso. O sistema também foi capaz de repartir fluxos de calor e operar em condições estáveis em todas as oportunidades.

Outro projeto onde a utilização de sistemas de bombeamento capilar foi empregada com sucesso foi na refrigeração do BAT do satélite Swift, utilizando um circuito de tubo de calor associado a dois tubos de calor (Ottenstein et al., 2003B). O circuito utilizado tem dois evaporadores e um condensador em comum. Os testes foram realizados na câmara de vácuo para garantir repetibilidade com o ambiente no qual o sistema estaria atuando. Diferenças de até 8K foram encontradas entre evaporador e câmara de compensação. Instabilidades na entrada do evaporador também foram notadas, mas não significam problemas na operação do sistema que foi considerado aceitável e estável como solução para o resfriamento do BAT.

Para evitar que possíveis problemas possam ocorrer durante o processo de partida do sistema, o reservatório deve ser aquecido até atingir valores de temperatura da ordem de 5°C acima da temperatura do evaporador e do resto do circuito por um tempo de aproximadamente 30 minutos, para depois ser liberada a potência térmica que causará o início do seu funcionamento. Somente elementos porosos de plástico são utilizados com sucesso em CPL's, com capacidades de bombeamento capilar de no máximo 3,5 kPa. Sub-resfriamentos de mais de 5°C são necessários para o bom funcionamento do sistema e evitar ebulição no canal de entrada do evaporador. Em LHP's, elementos porosos de materiais metálicos estão sendo utilizados com sucesso. Por serem mais robustos com relação a bolhas de vapor, seu condensador é subutilizado para poder sub-resfriar o líquido e evitar o aparecimento dessas bolhas de vapor na entrada do evaporador. Com isso sua temperatura de controle não é de fácil ajuste devido o reservatório estar sempre sendo aquecido pelas bolhas de vapor e pela proximidade do evaporador. Elementos porosos de material metálico produzem uma condução de calor radial para o interior do canal de líquido do evaporador de 3 a 5% do calor que o evaporador recebe. Para tentar reduzir esse calor que migra para o interior do canal de líquido, elementos porosos de cerâmica produzidos por Sol-Gel com diâmetro de poros de 5 a 6 μm e porosidade da ordem de 45% foram produzidos a partir de 1996, com condutividade térmica duas ordens de magnitude menores que os elementos de níquel e capacidade de bombeamento capilar da ordem de 7 kPa. Novas tecnologias estão sendo criadas, com o objetivo principal de desenvolver um sistema de bombeamento capilar que não tenha os problemas de partida do CPL e que seja mais eficiente que o LHP (Hoang et al., 2003). A junção dos dois protótipos deu origem ao A-LHP. O sistema proposto possui duas bombas capilares e uma câmara de compensação perto da bomba principal. Os testes obtiveram sucesso e o controle do reservatório e partidas do sistema também obtiveram êxito. Circuitos criogênicos utilizados na refrigeração de câmaras infravermelhas e equipamentos que exijam temperaturas baixas de operação são complicados para inicializar devido o fluido estar em condições supercríticas antes da partida do sistema. Normalmente a inicialização se faz através da aplicação de calor no evaporador. Em condições adversas como o caso de circuitos criogênicos a inicialização se faz através da remoção de calor através do condensador.

Uma nova concepção de LHP para uso em condições criogênicas utiliza um evaporador auxiliar ligado ao condensador (Goncharov et al., 2003B), além da retirada da câmara de compensação. Concepções anteriores possuíam dois reservatórios e vários componentes auxiliares que reduziam a eficiência e a confiabilidade dos sistemas testados. As pressões internas em temperatura ambiente não ultrapassam 20 bar. Análises numéricas mostram que

temperaturas abaixo de -100°C somente podem ser atingidas com a utilização de configurações especiais de LHP. Somente dois projetos de sistemas movidos mecanicamente estão sendo desenvolvidos (Delil, 2003C). Ambos estão sendo realizados na Europa. Um experimento Russo para embarque na ISS (International Space Station) utilizará amônia como fluido de trabalho e o outro é o experimento AMS – 02 para a procura de partículas de anti-matéria, matéria negra e matéria perdida de galáxias distantes, utilizando um sistema híbrido com CO_2 , por possuir uma baixa densidade de líquido / vapor, crucial para longas distâncias, como fluido de trabalho. O experimento será embarcado em outubro de 2005 na ISS (Delil et al., 2003D).

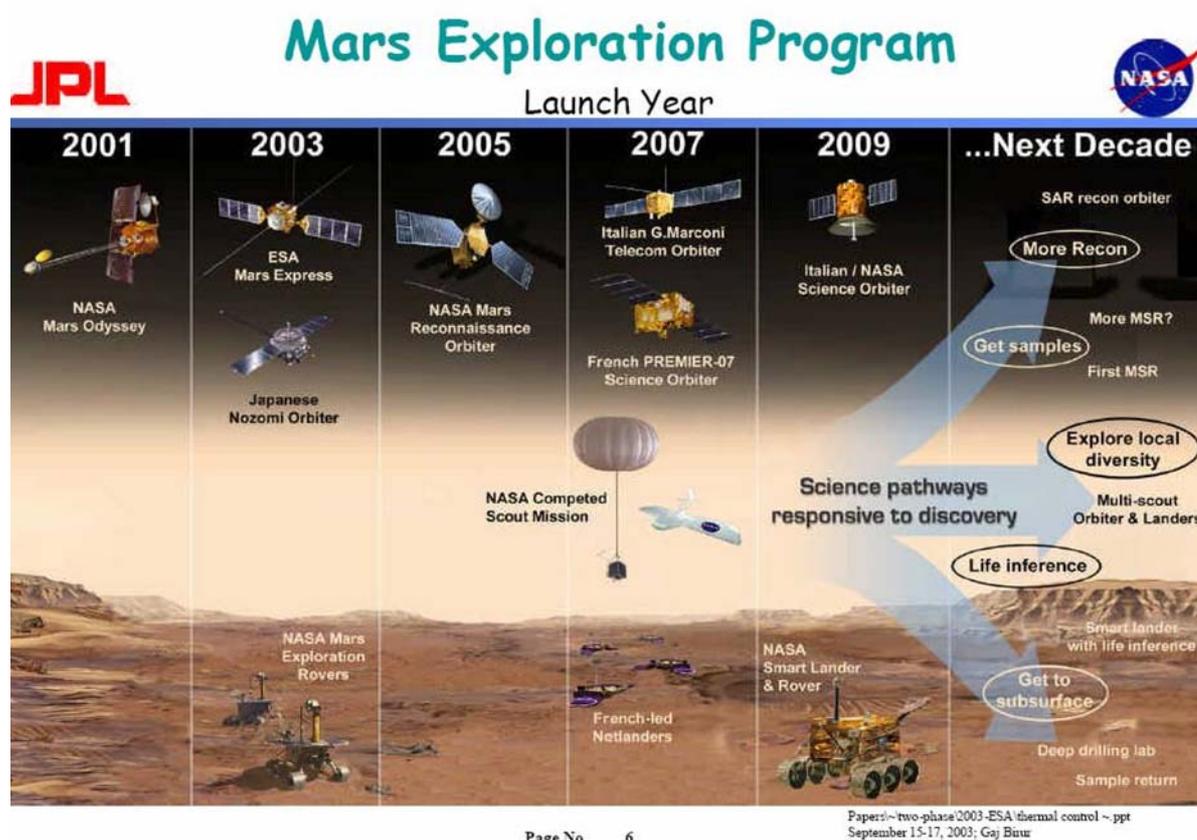


Figura 6 – Futuras expedições planejadas pela NASA.

Desde a década de 70, tubos de calor têm sido aplicados a espaçonaves. Possuem vida útil de 15 a 20 anos com confiabilidade suficiente para o seu funcionamento. Diversas companhias surgiram para desenvolver esse produto. Com o aumento da necessidade de potência dissipada, novas tecnologias foram desenvolvidas, dentre elas o LHP, o mais distinto produto da Lavochkin Association concebido em 1985. Diversas espaçonaves já voaram com os tubos de calor russos desde 1976 até 2003 (Goncharov et al., 2003A). Após a dissolução da URSS,

aparentemente somente cinco companhias sobrevivem na Rússia. Já nos Estados Unidos (Birur, 2003), pequenas espaçonaves de até 100 kg que geram uma dissipação térmica de até 100W serão utilizadas pela NASA nas próximas missões espaciais científicas. Missões estão planejadas para Marte, inclusive com a construção de um laboratório no planeta em 2009 (ver Figura 6 e Figura 7), e para outros planetas como as luas de Júpiter, Vênus, missões para cometas e asteróides, além de missões na órbita terrestre. Para essas missões CCHP (Constante Conductance Heat Pipe), VCHP (Variable Conductance Heat Pipe), LHP, VLHP (Variable Conductance Loop Heat Pipe), Diodos Térmicos, CPL que foi utilizado com sucesso na EOS (Earth Observing System) e no HST (Hubble Space Telescope) (Wolf et al., 2003), Mini LHP, Dual Mini Evaporador, Mini LHP, ALHP, A – CPL (Advanced LHP e CPL, (ver Figura 8), CPL e LHP's Criogênicos (ver Figura 9) e circuitos de bombeamento mecânico são utilizados como tecnologias para remoção de calor no interior dessas espaçonaves.

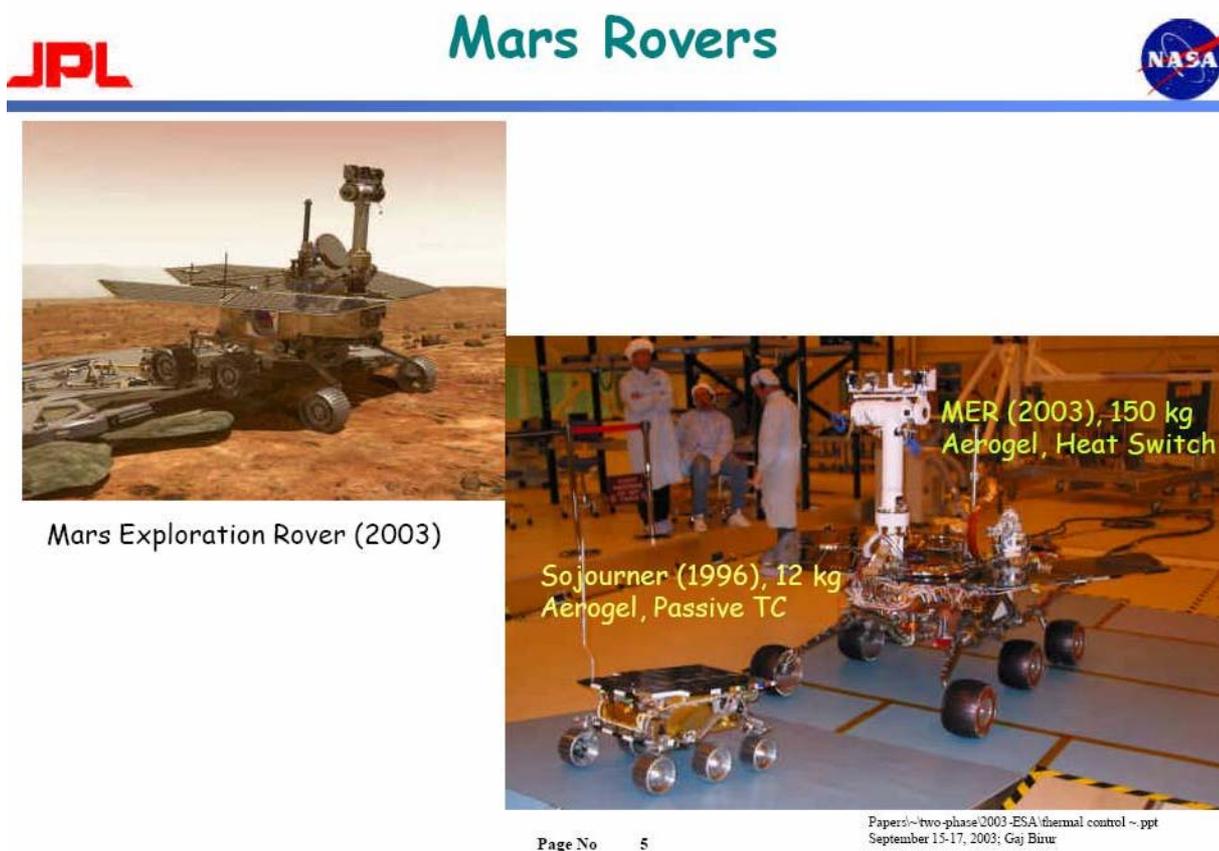


Figura 7 – Robôs utilizados nas missões a Marte – Sistemas de bombeamento capilar foram utilizados na sua refrigeração.

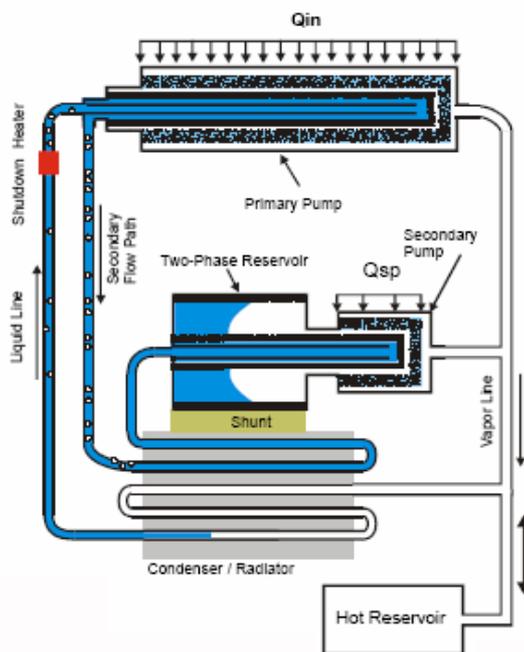


Figura 8 – ACPL.



Figura 9 – CCPL.

Trabalhos iniciados na UFSC com níquel, cerâmica e aço inoxidável sinterizado, têm resultado na fabricação de elementos com porosidade da ordem de 50% e tamanho de poros na faixa de 1 a 6 μm (Reimbrecht, 2004). Nessas condições, pressões de bombeamento capilar de até 17 kPa foram medidas, usando acetona como fluido de trabalho. Testes realizados em bancadas experimentais demonstram taxas de transferência de calor da ordem de 1,3 W/cm^2 (13.000 W/m^2) para bombas capilares de ranhuras circunferenciais utilizando acetona como fluido de trabalho. Utilizando amônia esse valor sobe facilmente para 2,7 W/cm^2 (27.000 W/m^2). Bombas de elementos porosos de aço inoxidável foram testadas com relativo sucesso com taxas de transferência de calor de até 3,15 W/cm^2 (31.500 W/m^2) utilizando amônia como fluido de trabalho. Bombas de polietileno também foram testadas com sucesso em laboratório conseguindo transportar mais de 3 W/cm^2 (30.000 W/m^2) por um período de mais de 20 horas.

2.2 Estudos em Modelagem Teórica de Circuitos Bifásicos

Os estudos prosseguem com o intuito de melhorar o desempenho dos circuitos de bifásicos como pode ser observado em trabalhos publicados por Delil (1992) e Antoniuk e Pohner (1994) desenvolveram um equacionamento para a transmissão de calor axial, negligenciando a convecção no líquido para CPL's. Kiseev et al. (1997) desenvolveram um

modelamento matemático para cálculo da potência transportada. Zhao et al. (2000) estudaram o comportamento da ebulição no interior dos elementos porosos, traçando uma curva de fluxo crítico para o CPL.

Pesquisas recentes voltadas para a melhoria do sistema como um todo, (Wang et al., 2001) indicam que existe uma combinação para otimizar a transferência de calor que leva em conta a espessura do evaporador e o diâmetro de poros da estrutura capilar. Essa otimização depende da temperatura de operação do sistema. O limite capilar e o limite de ebulição também sofrem severas variações de acordo com a espessura do evaporador. O tamanho de poros não influencia o limite por ebulição, mas o faz sobremaneira em relação ao limite capilar. Os testes de otimização foram realizados em um tubo de calor circular.

Outras pesquisas seguem com o intuito de integrar os sistemas de desenho de CAD a programas de simulação para prever o comportamento térmico de sistemas bifásicos como LHP e CPL (Johnson et al., 2002). O estudo de um algoritmo para desenvolvimento de um software para controle térmico de satélites utilizando circuitos bifásicos para transporte de calor também foi iniciado por Schlitt et al. em 2002. Delil (2002) realizou estudos para reduzir custos e aperfeiçoar os sistemas de bombeamento capilar para uso espacial. A aplicação de números adimensionais na simulação se mostrou muito precisa em relação à escolha do fluido de trabalho, diferenças entre as regiões de evaporação e condensação na terra e em condições de micro gravidade. Técnicas para modelamento terrestre de equipamentos de controle usados em ambientes de microgravidade foram discutidas em Delil (2003A). Projetos como o AMS – Alpha Magnetic Spectrometer e o FBM – French Brazilian Microsatellite foram simulados por Vlassov et al. (2003) utilizando cálculos iterativos de segundo nível e produziram resultados satisfatórios com diferenças de $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ entre os valores reais e os teóricos.

3 CONSTRUÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DO EVAPORADOR

CAPILAR

3.1 Concepção de Projeto da Bomba Capilar

Bombas capilares podem ser concebidas sob diversas formas. Na Figura 10 são mostrados os esquemas de uma bomba capilar de micro-ranhuradas (a) e de uma bomba capilar de elemento poroso inserido no interior de um tubo axialmente ranhurado (b). No caso da bomba capilar de micro-ranhuradas (Figura 10 a), uma régua divisória é introduzida no interior do tubo para separação dos canais de líquido e vapor. Ranhuras circunferenciais retangulares (Bazzo, 1996) ou trapezoidais (Teles, 1996) são usinadas no interior de um tubo liso de alumínio, de modo a garantir o trabalho de bombeamento do fluido térmico no interior do CPL. A geometria e o espaçamento das ranhuras determinam a capacidade de bombeamento capilar.

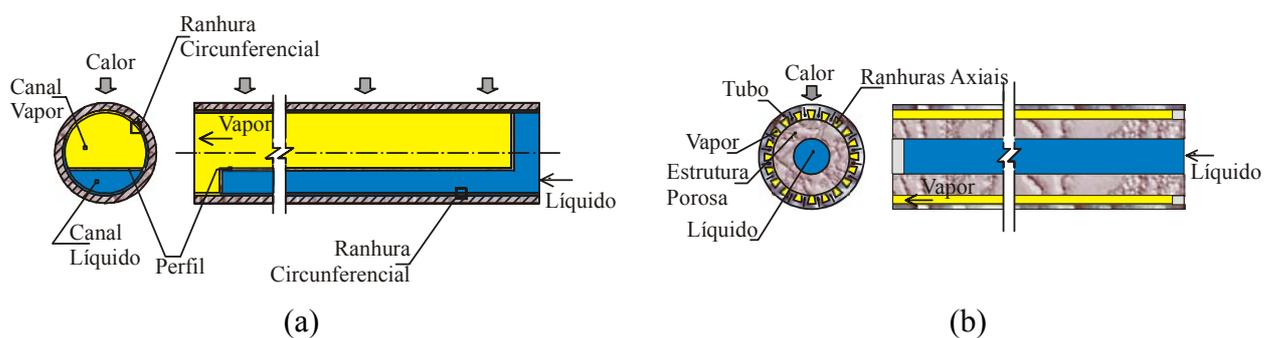
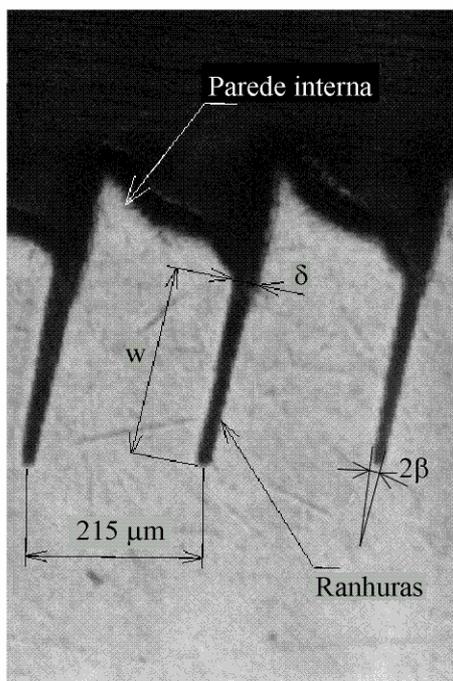


Figura 10 – Configuração interna proposta para bombas capilares:

(a) Ranhuras circunferenciais, (b) Elemento poroso.

Bombas capilares de ranhuras circunferenciais foram concebidas e inicialmente testadas na Europa em tubos de alumínio de diâmetro $\frac{3}{4}$ ” pela empresa ERNO - Raumfahrttechnik da Alemanha (ver Figura 11), com dimensões na faixa de 30 a 40 μm e espaçamento de 215 μm

(Bazzo et al., 1997). Pressões de bombeamento capilar próximas de 1,5 kPa foram medidas em laboratório (Camargo, 1999).



Dimensões médias da ranhura:

$$\delta = 33 \pm 7 \mu\text{m}$$

$$w = 310 \pm 59 \mu\text{m}$$

$$\beta = 0,6 \pm 0,4^\circ$$

Espaçamento entre ranhuras: 215 μm

Figura 11 – Micrografia da parede micro-ranhurada de uma bomba capilar.

Em termos práticos, o problema maior apresentado por bombas de ranhuras circunferenciais é a presença de interstícios entre o perfil e parede interna do tubo ranhurado. A presença de interstícios reduz significativamente a pressão de bombeamento capilar.

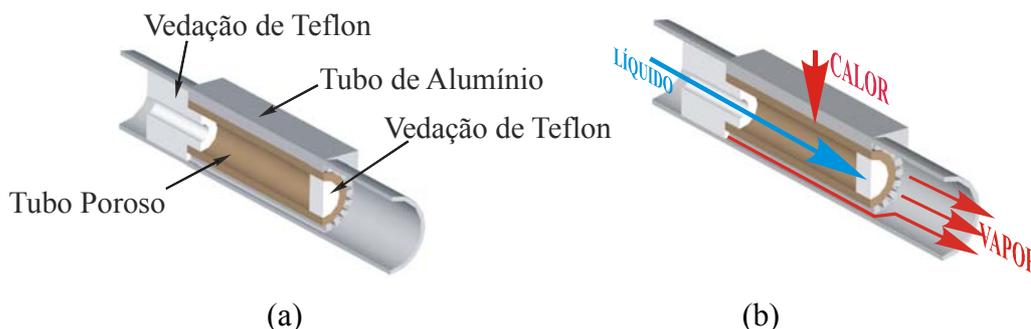


Figura 12 – Corte esquemático da bomba capilar:

(a) Partes internas, (b) Caminho do fluido de no seu interior.

A configuração básica de uma bomba capilar de elementos porosos é mostrada na Figura 12 (a), onde o elemento poroso é colocado sob interferência mecânica no interior de um tubo de alumínio ou de aço inoxidável. Em geral dois tampões de Teflon[®] são utilizados para vedação no

início e no final do canal de líquido. De acordo com a Figura 12 (b), calor é aplicado na superfície externa, fluindo por condução até uma frente de evaporação, aqui considerada na interface da parede do tubo com o elemento poroso. Vapor é formado nessa interface, provocando a sucção e o deslocamento de líquido do condensador, por ação capilar do elemento poroso. Na Figura 13 são mostrados os elementos porosos testados no LabCET.

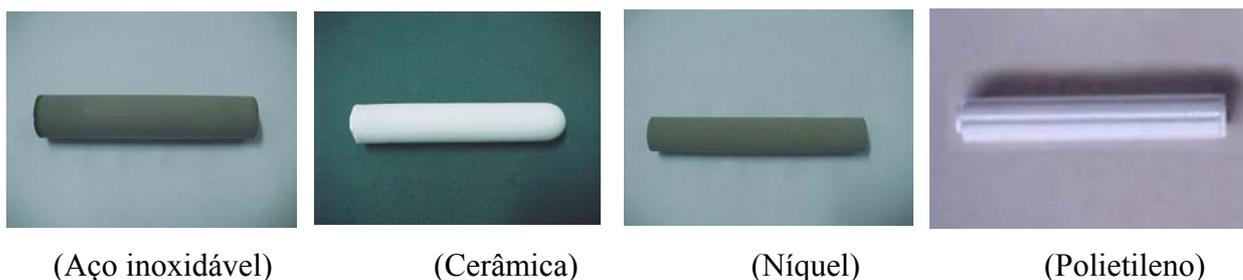


Figura 13 – Fotos dos elementos porosos testados em laboratório.

Os elementos porosos com níquel e aço inoxidável sinterizado são fabricados com superfícies lisas e ranhuradas (ver Figura 14). A utilização dos elementos porosos ranhurados é realizada com o objetivo de reduzir os custos de fabricação, visto que não necessita de dispendiosos tubos ranhurados para montagem das bombas capilares, podendo ser construídas bombas capilares com tubos lisos encontrados facilmente no mercado local. Por outro lado a condução de calor por parte desses apêndices porosos é prejudicada, uma vez que a condutividade térmica dos elementos porosos é inferior à condução das aletas de alumínio, podendo prejudicar a transferência de calor. Os elementos lisos são montados, então, em tubos axialmente ranhurados e os elementos ranhurado são montado em tubos lisos ou tubos circunferencialmente ranhurados (ver Figura 15 e Figura 16).



Figura 14 – Elementos porosos de parede lisa e ranhurada.

Os elementos porosos fabricados para este trabalho têm apresentado diâmetros de poros entre 0,1 e 12 μm , com um diâmetro crítico entre 0,3 e 3 μm , $30 \cdot 10^{-15} \text{ m}^2$ de permeabilidade, 50% de porosidade e limite capilar da ordem de 25 kPa (ver Anexo II – Bancada Experimental).

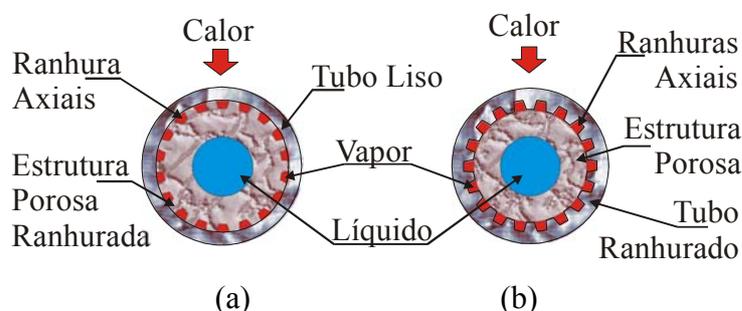


Figura 15 – Bombas capilares:

(a) Elemento poroso ranhurado, (b) Elemento poroso liso.



(a) (b)

Figura 16 – Bombas capilares:

(a) Elemento poroso ranhurado, (b) Elemento poroso liso.

3.2 Fabricação e Caracterização de Elementos Porosos

O processo de caracterização de bombas capilares de elementos porosos se faz necessário para poder otimizar a fabricação dos elementos porosos através da escolha de uma matéria prima mais adequada e para estudar a viabilidade da utilização de técnicas baseadas em análises de imagens para caracterizar a microestrutura dos elementos fabricados além de simular processos físicos no seu interior. Esse estudo pode ser verificado com bastante clareza e profundidade em Reimbrecht (2004). Aqui será introduzido o assunto com o propósito de entender quais ferramentas são utilizadas, comparar seus resultados e utilizar esses valores como referência em relação ao material aplicado na fabricação de cada elemento poroso.

Os parâmetros do elemento poroso que influenciam sobremaneira o desempenho de um CPL são a permeabilidade, a condutividade térmica e a pressão de bombeamento capilar decorrente da sua montagem no corpo da bomba capilar. Essas propriedades são consequência direta das propriedades físicas dos diferentes pós utilizados para a confecção do elemento porosos assim como o seu arranjo microestrutural resultante do processo de sinterização.

Para um melhor desempenho um sistema de bombeamento capilar deve possuir uma permeabilidade elevada e pequenos diâmetros de poros. A permeabilidade pode ser definida como uma propriedade que indica a facilidade de escoamento de um fluido em um meio poroso. Essas duas propriedades são inversamente proporcionais, possuindo assim um ponto ótimo onde o conjunto é capaz de funcionar com elevada eficiência. O cálculo da permeabilidade foi realizado através da análise de imagens, utilizando-se o software IMAGO (LMPT/UFSC/ESSS), já o cálculo da pressão de bombeamento capilar foi realizado, como descrito em Anexo II – Bancada Experimental: Descrição Detalhada, Procedimentos de Limpeza, Vácuo e Carregamento – Determinação Teórica e Experimental da Pressão Capilar.

Para a fabricação destes elementos porosos o seguinte procedimento é seguido:

1. Escolha da matéria prima – Pó para fabricação dos diferentes tipos de elementos porosos;
2. Fabricação do molde do elemento poroso;
3. Compactação do pó no molde – Pode ser utilizada a compactação com pó batido, a compactação por vibração ou compactação por colagem de barbotina no caso de elementos porosos cerâmicos;
4. Pré-sinterização;
5. Sinterização – Realizado por diversos métodos:
 - Sinterização – Realizado em um forno tubular JUNG modelo TU-3513 sob condições de atmosfera controlada com hidrogênio;
 - Sinterização por plasma – Realizado em um reator de plasma em regime de descarga luminescente anormal com atmosfera controlada de argônio e hidrogênio;
 - Moldagem de pós por injeção (MPI).
6. Operações complementares – A realização de usinagem corretiva do diâmetro externo, por exemplo.

Após a confecção dos elementos porosos, uma amostra do material resultante é utilizada para determinação de todas as propriedades necessárias para caracterizar o material poroso final. A caracterização do elemento poroso busca determinar as propriedades do material resultante do procedimento acima, como também realimentar o processo de fabricação para produção de elementos porosos mais adequados ao uso em sistemas de bombeamento capilar, através do ajuste dos parâmetros empregados (tipo de matéria prima, diâmetro dos grãos, temperatura de sinterização e pré e pós sinterização, tempo de exposição, além de outras variáveis decorrentes do processo de fabricação).

Para o processo de caracterização dos elementos porosos, o procedimento empregado foi:

1. Determinação da porosidade pelo princípio de Arquimedes;
2. Determinação da retração radial;
3. Determinação da variação diametral;
4. Determinação da resistência mecânica;
5. Determinação da permeabilidade intrínseca;
6. Determinação da condutividade térmica;
7. Porosimetria por intrusão de mercúrio;
8. Teste de bolhas;
9. Caracterização via análise de imagens;
10. Reconstrução tridimensional;
11. Determinação da permeabilidade e do diâmetro crítico de poro através de simulação em estruturas 3-D reconstruídas.

O item (9) – Caracterização via análise de imagens, por sua vez se subdivide em:

- a) Amostragem, preparação de lâminas, aquisição das imagens por microscopia ótica e MEV;
- b) Segmentação binária;
- c) Descrição estatística da imagem;
- d) Porosidade e função de correlação a dois pontos;
- e) Distribuição de tamanho de poros;
- f) Permeabilidade.

Na preparação das fotos a serem analisadas (item (a)) pelo programa IMAGO (LMPT/UFSC/ESSS), as ampliações utilizadas variaram de 100 a 1600 vezes, sendo que a melhor resolução em função do tamanho dos poros, da qualidade das amostras e resultados apresentados foi a ampliação de 400 vezes. A determinação do número de imagens utilizadas no processo de caracterização foi feita pelo acréscimo sucessivo de uma nova imagem até que este acréscimo não provocasse alteração das propriedades medidas, tendo este número estabilizado em torno de 20 fotos para cada amostra de elemento poroso.

O item (b) constitui etapa fundamental no processo de análise das imagens. Nesta etapa são distinguidas as fases sólidas e poros a partir da imagem binarizada (preto-branco) através da inversão e manipulação da imagem original da amostra.

O item (11) é obtido através da estimativa das curvas de permeabilidade relativa, que baseia-se na simulação transiente do deslocamento imiscível água-óleo em uma representação tridimensional da microestrutura, reconstruída a partir de lâminas finas obtidas de amostras do elemento poroso. A simulação é inteiramente dinâmica e utiliza os modelos de rede de Boltzmann. A validação do software é feita repetindo-se o procedimento experimental utilizando o modelo Buckley-Leverett-Welge e medindo-se as vazões na secção de saída (Bueno et al., 2002).

Após todas as fases serem completadas, pode-se realizar uma comparação entre todos os métodos utilizados e verificar a real eficiência do método de análise de imagens em substituição aos métodos experimentais. Essa comparação traz resultados importantes para agilizar o processo de caracterização dos elementos porosos, uma vez que uma simples foto representativa do elemento poroso pode ser utilizada em substituição aos demorados e complicados experimentos para obtenção dos mesmos resultados. Com os dados em mãos para os elementos porosos utilizados, podem-se traçar comparações entre as diversas bombas capilares testadas nas bancadas experimentais construídas em laboratório. Maiores detalhes podem ser encontrados em Reimbrecht (2004), Takahashi (2002) e no Anexo II – Bancada Experimental.

3.3 Resultados da Caracterização dos Elementos Porosos

Os resultados das análises de imagens e caracterização dos elementos porosos são agora aqui apresentados. Os elementos porosos utilizados nos testes experimentais foram os elementos

de níquel, de aço inoxidável, de cerâmica sinterizada e de polietileno. Uma foto destes elementos porosos pode ser vista na Figura 17.

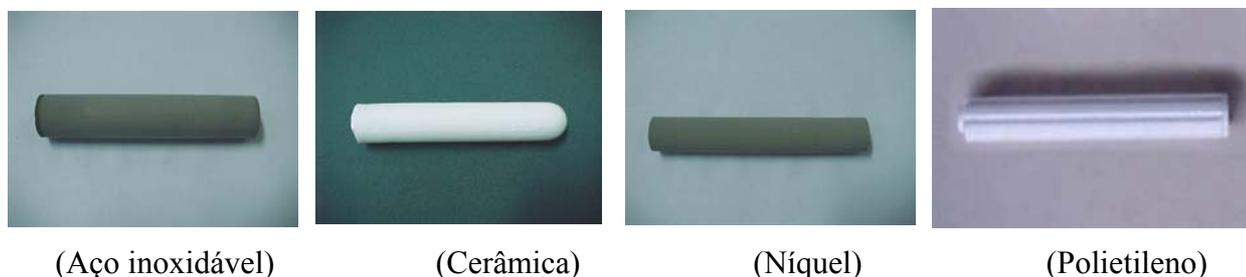


Figura 17 – Elementos porosos utilizados nos testes experimentais.

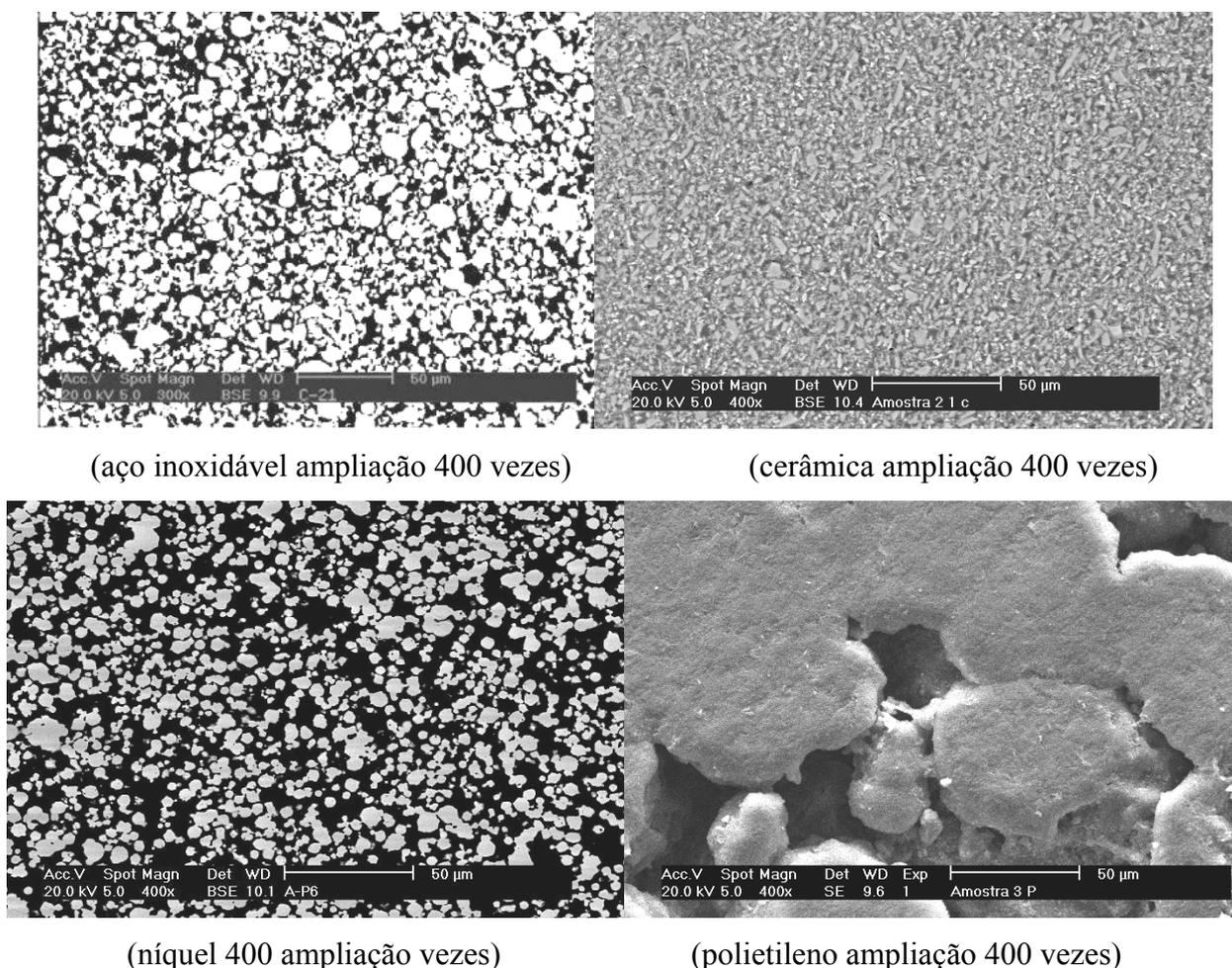


Figura 18 – Micrografia dos diversos elementos porosos utilizados.

A Figura 18 mostra as micrografias dos elementos porosos utilizados nos testes experimentais. Pode-se notar a diferença entre o tamanho dos poros e a sua distribuição. Uma compilação dos dados obtidos nos testes realizados com o software IMAGO pode ser vista na

Tabela 3. Outros resultados podem ser observados em Reimbrecht (2004) e no Anexo II – Bancada Experimental. Os valores das permeabilidades para os elementos de aço inoxidável e níquel sinterizado mostrados na Tabela 3 podem dar a impressão de estarem invertidos, mas a diferença entre as porosidades dos dois elementos porosos explica esse resultado. Apesar do maior diâmetro de poros, uma baixa porosidade impõe uma maior dificuldade na circulação do fluido no interior do elemento poroso.

Tabela 3 – Resumo das bombas testadas.

Bomba Capilar	Fluxo de Calor (W/cm ²)	Pressão Bombeamento Capilar (kPa)	Porosidade (%)	Diâmetro de Poros (µm)	Permeabilidade (m ²)	Matéria Prima	Condutividade Térmica (W/mK)
Ranhura Circunferencial	2,70*** (27.000)	1,135 ± 0,090	13,5*	33,0	1,5*10 ⁻¹⁰	Alumínio	NA
Níquel Sinterizado	3,15*** (31.500)	12,985 ± 0,145	55,1 IM 49,3 ± 2,3 AI	1,0	8,6*10 ⁻¹⁴	NP-123	31,9**
Aço Inoxidável Sinterizado	3,15*** (31.500)	17,335 ± 0,505	42,2 IM 42,9 ± 2,9 AI	2,0	5,3*10 ⁻¹⁴	AISI316L	8,5**
Cerâmica Sinterizada	0,70*** (7.000)	24,900 ± 5,00	50,4 IM 44,5 ± 6,5 AI	0,6	3,3*10 ⁻¹⁵	Alumina Mulita	6,1**
Polietileno	3,00*** (30.000)	3,090 ± 0,090	26,5 ± 6,4 AI	10,0	2,6*10 ⁻¹³	Comercial	NR

Fonte: Reimbrecht, 2004 e Chi, 1976

NA – Não Aplicado

NR – Não Realizado testes para obtenção do valor

* Calculado com base geométrica puramente comparativa

IM – Intrusão de Mercúrio

AI – Análise de Imagens

*** Valores entre parênteses em W/m²

** Valores puramente comparativos

3.4 Procedimento de Montagem da Bomba Capilar

O procedimento de montagem da bomba capilar consiste em mergulhar o elemento poroso em nitrogênio líquido (77K) e depois inserir sob pressão no interior do tubo, ajustado com interferência mecânica na faixa de 0,05 a 0,1 mm. A interferência é necessária para suportar os gradientes térmicos, minimizando a possibilidade de eventual folga na interface do tubo com o elemento poroso.

3.5 Problemas Enfrentados

Alguns problemas ocorreram no decorrer do processo de otimização da bancada experimental como a má qualidade do fluido térmico. Uma simples inspeção nos elementos

retirados destas bombas pode dar uma idéia do que estava acontecendo dentro do circuito (Figura 19). A utilização de fluido com alto teor de água pode gerar em instantes desde uma camada de óxido até o entupimento do elemento poroso ou propiciar a ocorrência de pilha galvânica provocando oxidações indesejáveis nas peças do circuito e fazendo com que o mesmo deixe de operar. A utilização de fluido ultra puros é sempre a melhor opção. No caso de não se dispor deste tipo de fluido, uma purificação prévia do fluido de trabalho pode ser aconselhável. Para isso um equipamento de destilação foi construído no laboratório (ver Figura 20 (a)) para purificar a acetona a ser utilizada nos testes laboratoriais.

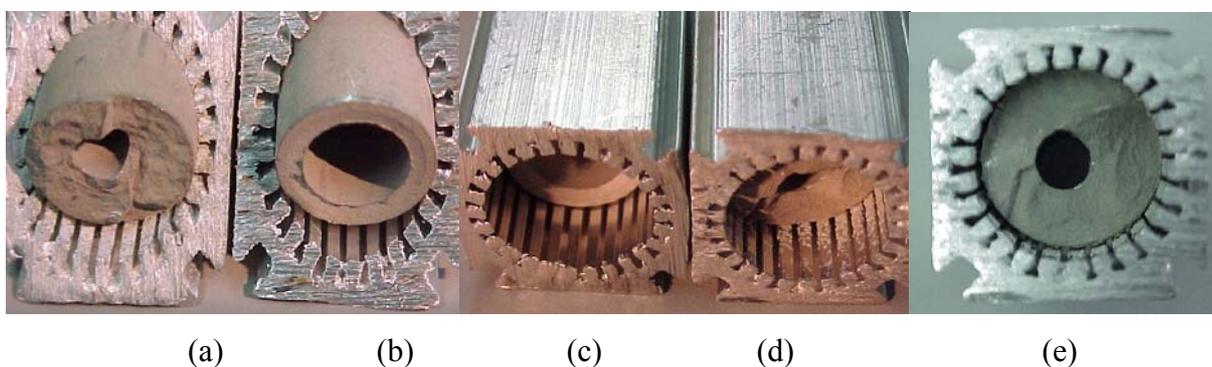


Figura 19 – Exemplos da oxidação do elemento poroso:

(a) Elemento oxidado, (b) Não oxidado, (c) Não oxidado, (d) Oxidado e (e) Oxidação entre o elemento poroso e o corpo da bomba.

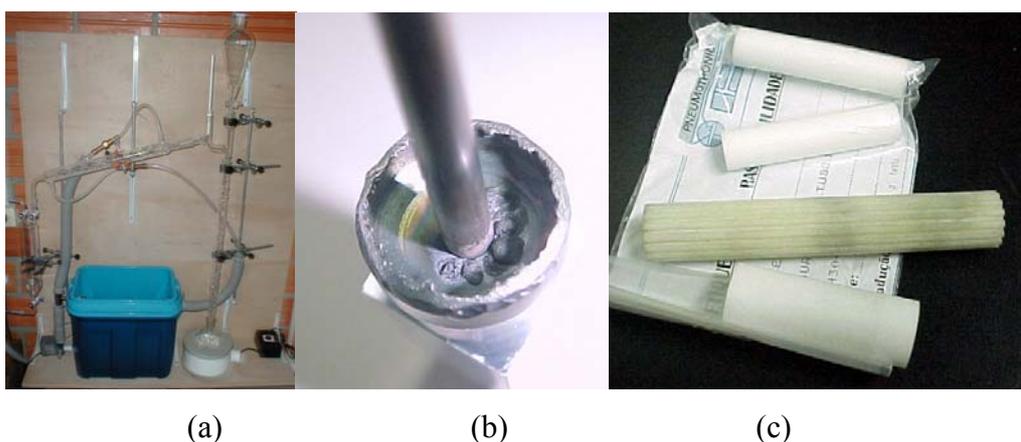


Figura 20 – Diversos problemas enfrentados:

(a) Bancada para purificação de acetona, (b) Óxido da soldagem do corpo do evaporador e (c) Elemento poroso impregnado com óleo da bomba de vácuo.

Neste equipamento um destilador foi montado utilizando-se uma manta térmica, uma coluna de destilação de Vigreux, um condensador de bolas e um coletor final. Vácuo é realizado dentro do sistema para garantir que após a purificação este fluido não seja contaminado com a umidade presente no ar. Após a realização do vácuo, fluido de trabalho é despejado na manta térmica, a qual tem sua temperatura monitorada. Esta manta aquecida aumenta sua temperatura até que comece a evaporação do fluido de trabalho, no caso acetona, que possui uma temperatura de ebulição inferior à da água. Esta acetona em estado vapor sobe carregando parte do vapor de água que evaporou junto com ela, este vapor ao tocar os apêndices mais frios da coluna de destilação de Vigreux se condensa retornando à manta térmica. O vapor de acetona prossegue, e agora passa por um condensador de bolas, onde retorna a fase líquida e é acondicionado no balão de carregamento. Deste balão é introduzida no circuito a quantidade desejada de fluido de trabalho purificado. Posteriormente foi adquirida amônia com qualidade especificada (99,999% de pureza) para substituir os fluidos anteriores.

A soldagem das peças também ocasionou problemas com a formação de óxido (ver Figura 20 (b)) que obstruíram os elementos porosos e contaminaram o fluido de trabalho. Problemas com a falta de um sistema que prevenisse a queda de energia elétrica da rede e o retorno de óleo das bombas de vácuo também provocaram perdas de elementos porosos como pode ser visto na Figura 20 (c).



Figura 21 – Problemas enfrentados.

4 DESCRIÇÃO DAS BANCADAS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS

4.1 Modelo Experimental para Testes em Microgravidade

4.1.1 Descrição Geral

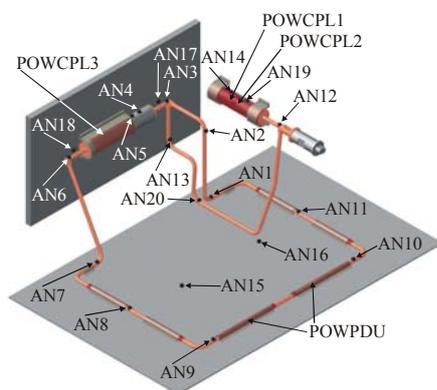


Figura 22 – Projeto do CPL para o satélite FBM.

A bancada experimental utilizada nos testes preparativos para a missão em microgravidade é mostrada na Figura 22. Ela dispõe de um reservatório, de linhas de líquido e de vapor, de um condensador de placa plana, um sistema de aquisição de dados HP, uma fonte de tensão contínua de 37 volts, uma eletrônica desenvolvida especialmente para a missão espacial, fonte externa para monitoramento das temperaturas principais de controle, 5 termopares Omega do tipo T, 20 Omega ($\pm 0,5^{\circ}\text{C}$) termistores de 10 k Ω e resistências elétricas, além de outros acessórios, conforme a Figura 22. A linha de líquido consiste de tubos de aço inoxidável com diâmetro interno de 2,75 mm e comprimento de 249,85 mm. A linha de vapor consiste de tubos de aço inoxidável com diâmetro interno de 2,75 mm e comprimento de 194,67 mm. O

condensador é formado por uma placa plana com a tubulação fixada em sua superfície por meio de abraçadeiras. Os tubos do condensador possuem diâmetro interno de 2,75 mm e um comprimento de 668,62 mm. O reservatório consiste de um tubo de aço inoxidável de 17,05 mm diâmetro interno e um comprimento de 78,50 mm. Sua principal função é regular uma temperatura de operação, controlando a pressão e o inventário de líquido presente no circuito. O calor é aplicado através de uma resistência acoplada ao evaporador. A alimentação desta resistência é garantida por uma fonte de potência presente no experimento. Um sistema de aquisição de sinais feito especialmente para o experimento e ligado diretamente ao computador de bordo do satélite faz a aquisição dos dados a cada 3 segundos. A bancada foi carregada com 46,67 g de amônia líquida (pureza de 99,999%). O evaporador tem diâmetro externo de 3/4" e comprimento de 117 mm, sendo utilizados 40 mm para colocação da resistência e 90 mm para absorver energia do sol.

O projeto do CPL para teste em microgravidade surgiu como oportunidade para validar os dados e modelos desenvolvidos em laboratório para uso definitivo em sistemas de refrigeração de satélites e estações orbitais. Esse projeto entra como parte experimental complementar dos estudos realizados em laboratório.

4.1.2 Concepção de Projeto

O projeto original do CPL foi modificado com o intuito de comportar em uma mesma caixa todos os experimentos da UFSC e atualizar a sua configuração de acordo com as novas tecnologias desenvolvidas (ver Figura 23).

O modelo do projeto definitivo do CPL está mostrado na Figura 24. O experimento CPL foi projetado para transportar até 40W da bomba capilar até o radiador usando amônia como fluido de trabalho. O absorvedor foi projetado para receber até 30W de energia solar. Uma potência adicional de 15W será requerida através do satélite durante os testes com o intuito de elevar a energia transportada pelo CPL. O radiador é termicamente isolado dos painéis do satélite e foi projetado para rejeitar todo o calor absorvido para o espaço.

A potência requerida do satélite varia de acordo com a Figura 25. Duas chaves liga-desliga de 5W foram especificadas para o controle da temperatura e da pressão de trabalho no reservatório, e para evitar o congelamento do fluido de trabalho (CPL Recovery) durante a

missão do satélite. Um termostato fará o controle automático da potência entregue à resistência instalada no reservatório.

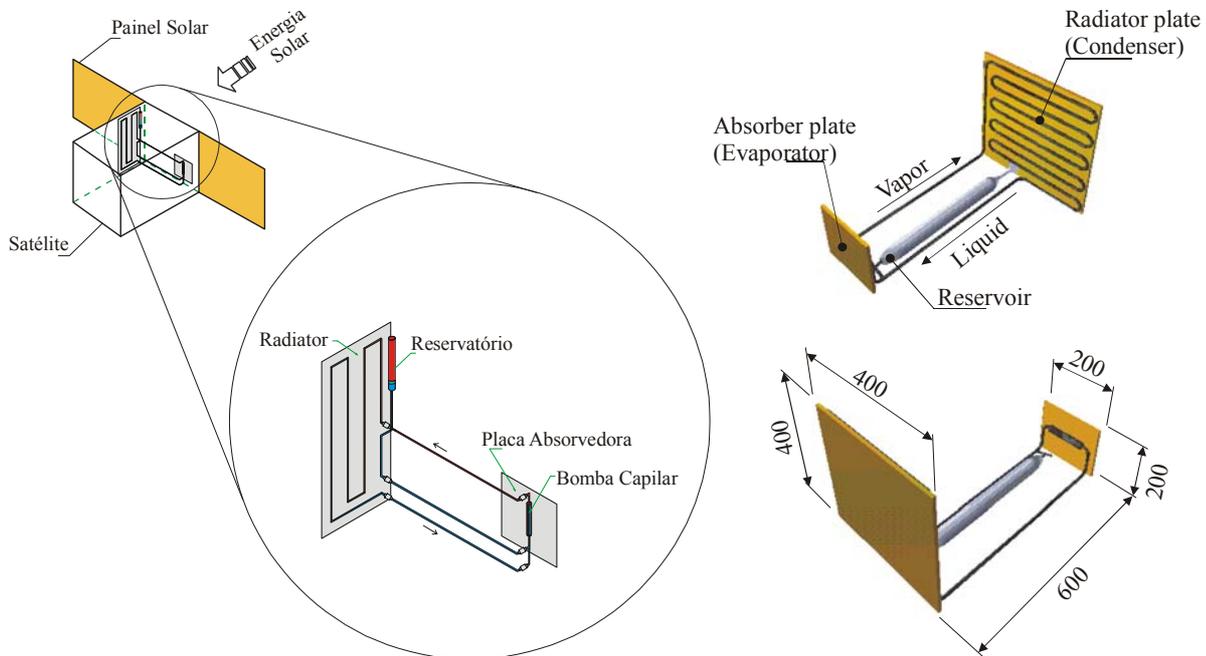


Figura 23 – Projetos iniciais do CPL para o satélite FBM.

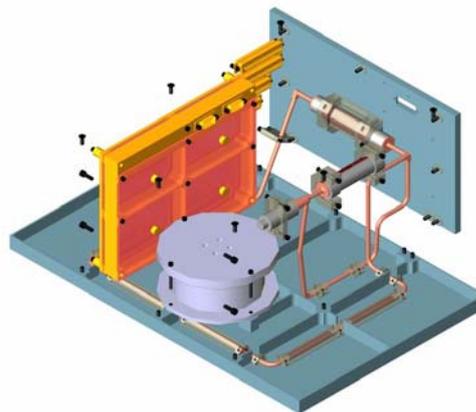


Figura 24 – Projeto final do CPL para o satélite FBM:

O experimento de vôo foi planejado para ser testado, seguindo dois modos de operação:

- Potência solar incidente de até 30W, associada à potência elétrica de 5W (liga/desliga) para controle do reservatório, ao longo da missão do satélite;

- Potência elétrica de 15W aplicada à bomba capilar somada á potência solar incidente de até 30W, associada à potência elétrica de 5W (liga/desliga) para controle do reservatório, durante as missões especiais reservadas ao CPL.

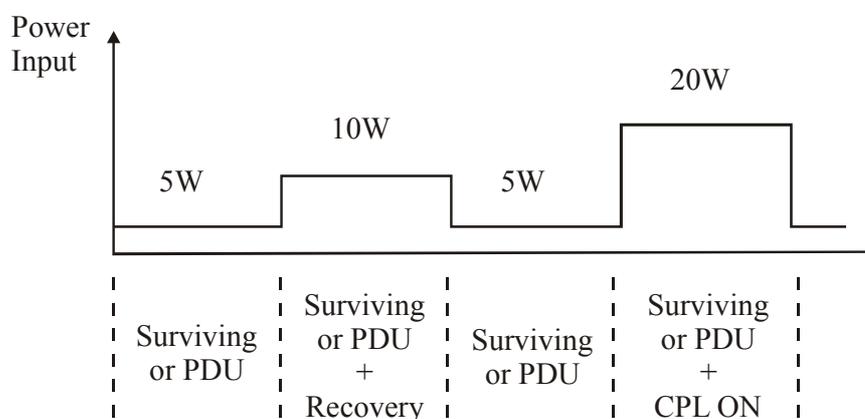


Figura 25 – Esquema de potência aplicada ao experimento UFSC.

No caso de falha, uma potência de até 5W (CPL Recovery) será ativada ao longo da superfície do condensador e das linhas de vapor (ver Figura 22). No segundo modo de operação, espera-se que um total de 40W seja transferido da bomba capilar para o radiador. Uma potência máxima de 20W pode ser requerida neste modo de operação em particular, quando ambas as resistências, da bomba capilar (15W) e reservatório (5W) estiverem agendadas para ser usadas.

4.1.3 Procedimentos Experimentais

Contrariando expectativa inicial, os testes em condições de microgravidade não foram realizados. A data de lançamento do satélite FBM foi seguidamente postergada em função de problemas diversos de ordem econômica tanto por parte do INPE quanto do CNES. Alternativamente, testes foram realizados no INPE para checagem dos procedimentos de testes, do fluxograma de controle e funcionalidade do CPL quando em condições de microgravidade, qualificando o experimento para embarque no satélite. Duas bombas capilares foram testadas, uma de níquel e outra de polietileno.

Os testes individuais do CPL estão relacionados ao diagrama apresentado no Interface Control Document (Camargo, 2003F). Este diagrama descreve a seqüência de operação necessária para o controle dos testes enquanto o satélite estiver em órbita. Conforme documento Listagem da Telemetria do Experimento CPL, o controle será executado de acordo com as

leituras das temperaturas feitas pelo computador de bordo do satélite (BPC – Brazilian Payload Computer) (Camargo, 2003D).

Os testes em terra devem ser executados de acordo com os itens a seguir:

- Ler todas as temperaturas mostradas pelos termistores indicando a condição inicial com variações de $\pm 5^{\circ}\text{C}$ (ver Figura 26);
- Verificar a leitura correta das temperaturas AN4, AN5 e AN14 de acordo com o intervalo descrito no documento Listagem da Telemetria do Experimento CPL (Camargo, 2003D);
- Verificar a confiabilidade e funcionabilidade das seqüências de Surviving e Recovery realizadas pelo BPC pela checagem das respostas dadas pelos aquecedores;
 - o Modo Surviving:
 - Aumentar/diminuir a potência aplicada no reservatório (resistência POWCPL1)
 - Checar a imediata resposta do AN14 variando $\pm 5^{\circ}\text{C}$.
 - o Modo Recovery:
 - Aumentar/diminuir a potência aplicada no reservatório (resistência POWCPL2)
 - Checar a imediata resposta do AN14 variando $\pm 5^{\circ}\text{C}$.
 - o Modo de Operação:
 - Aumentar/diminuir a potência aplicada na bomba capilar (resistência POWCPL3)
 - Checar a imediata resposta do AN4 variando $\pm 5^{\circ}\text{C}$.

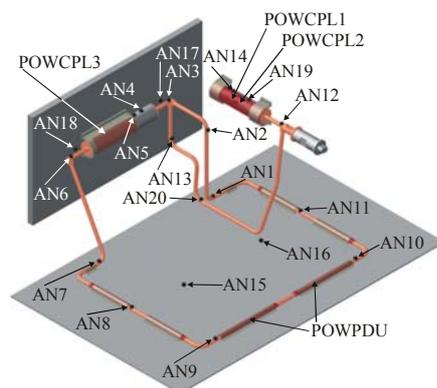


Figura 26 – Projeto do CPL para o satélite FBM.

Os testes foram realizados com as bancadas das Figura 27 (a) e (b) inicialmente. Para os testes do Modelo de Qualificação, a bancada pode ser vista nas Figura 27 (d), (e) e (f). Maiores

detalhes destas bancadas podem ser encontradas no Anexo IV – Modelo para Testes em Microgravidade: Concepção de Projeto, Especificações Técnicas, Etc.

O projeto seria utilizado como fonte de dados experimentais em microgravidade visando comparação com resultados numéricos, mas atrasos no decorrer de todo o projeto como mencionado acima impossibilitaram a sua conclusão, mas serviu de aprendizado na construção de modelos para uso espacial.

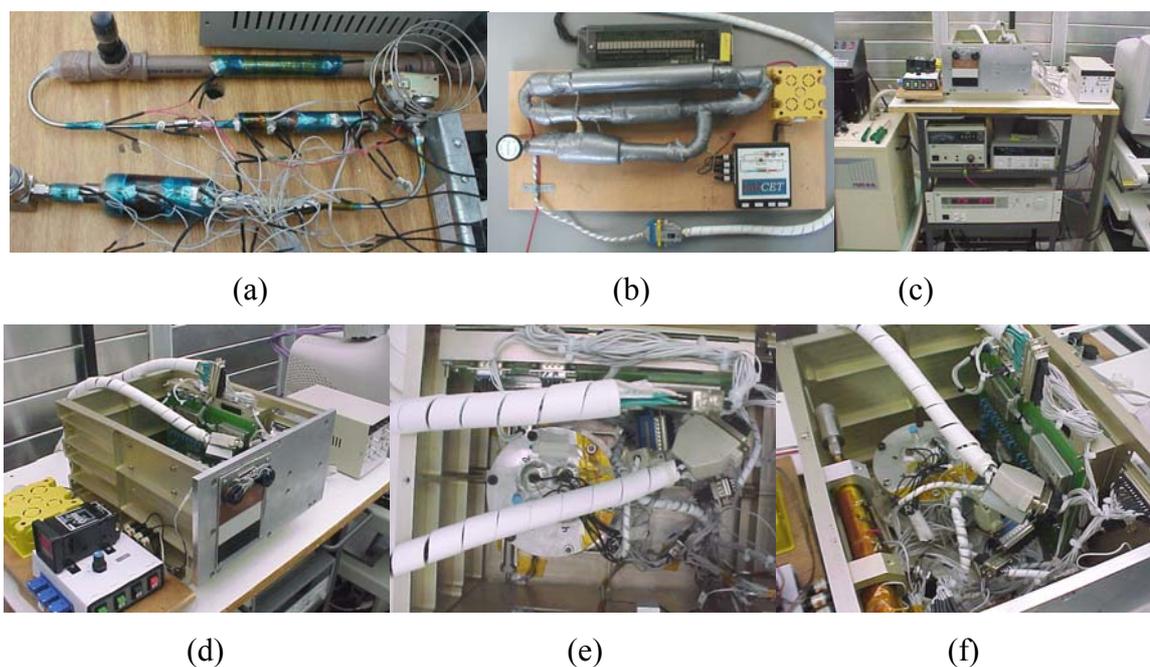


Figura 27 – Vista dos testes de integração na UFSC:

(a) e (b) CPL, (c) Vista geral da bancada, (d) Vista da caixa UFSC e do controle do CPL, (e) e (f) Vista interna da caixa UFSC.

4.2 Resultados Obtidos no Modelo de Microgravidade

Para o modelo de microgravidade três bancadas distintas foram planejadas e executadas em conjunto com a empresa Fibraforte Eng. Ind. Com. LTDA. Destas três bancadas, uma bancada foi construída na universidade e duas na Fibraforte. As bancadas constituem o Modelo de Engenharia, o Modelo de Qualificação e o Modelo de Vôo respectivamente. A bancada referente ao Modelo de Vôo ainda não foi construída devido aos constantes adiamentos ocorridos durante o decorrer do projeto. Ela será construída para embarque futuro do experimento para testes em microgravidade.

Testes foram conduzidos em bombas capilares de níquel sinterizado e polietileno, especialmente montadas para auxiliar nos testes de funcionamento do fluxograma de operação do CPL e integração com a eletrônica do sistema (conforme visto na Figura 27). Os resultados estão mostrados nos gráficos das Figura 28 a Figura 33. Em geral as bombas capilares operaram por tempo limitado, falhando repetidamente depois de determinado tempo de uso. As causas possíveis estão relacionadas com problemas associados à geração de pilha eletrolítica, qualidade da solda, presença de gases não condensáveis e interstícios resultantes da montagem da bomba capilar. A geração de pilha eletrolítica pode ocorrer entre o material utilizado como elemento poroso e a parede do tubo da bomba capilar. A soldagem de baixa qualidade pode gerar bolsões de óxido, que podem ser levados pelo fluido de trabalho até o canal de líquido do circuito, bloqueando o elemento poroso ou reduzindo a sua capacidade de transporte de calor (ver Capítulo 3.5 – Problemas Enfrentados). A contaminação do fluido de trabalho está certamente relacionada com a qualidade do vácuo e presença de materiais não qualificados, potenciais formadores de gases não condensáveis no interior do circuito. Não há um técnico especializado ou que possa ser treinado para executar a montagem da bomba capilar com a precisão desejada. Na prática, o processo é lento e artesanal, exigindo várias tentativas para que se obtenha uma bomba capilar livre de defeitos ou interstícios que reduzem sensivelmente a capacidade de bombeamento do fluido de trabalho (Camargo, 2003E).

Os resultados preliminares com o Modelo de Engenharia se mostram satisfatórios conforme podem ser vistos nas Figura 28 a Figura 32. Quando o Modelo de Qualificação ficou pronto para testes e foi colocado em operação, os resultados foram completamente diferentes dos anteriores e dos esperados. Os resultados mostram que a bomba começa a funcionar e pára inesperadamente (ver Figura 33).

A Figura 28 mostra um teste de partida do sistema para operação com acetona como fluido de trabalho. A elevação das temperaturas do corpo do evaporador ocorreu devido ao acionamento da resistência localizada sobre o mesmo, para verificação da operacionalidade de todos os termistores instalados. Logo após esta verificação a alimentação elétrica foi interrompida e a temperatura superficial da bomba voltou ao patamar normal. Na Figura 29 um teste para verificação do fluxograma de controle do CPL foi realizado. Nota-se que caso as temperaturas superficiais da bomba capilar ultrapassassem um determinado valor especificado no fluxograma a potência era desligada automaticamente, o que ocorreu próximo dos 400 e 800 segundos. Esses picos de potência foram propositais.

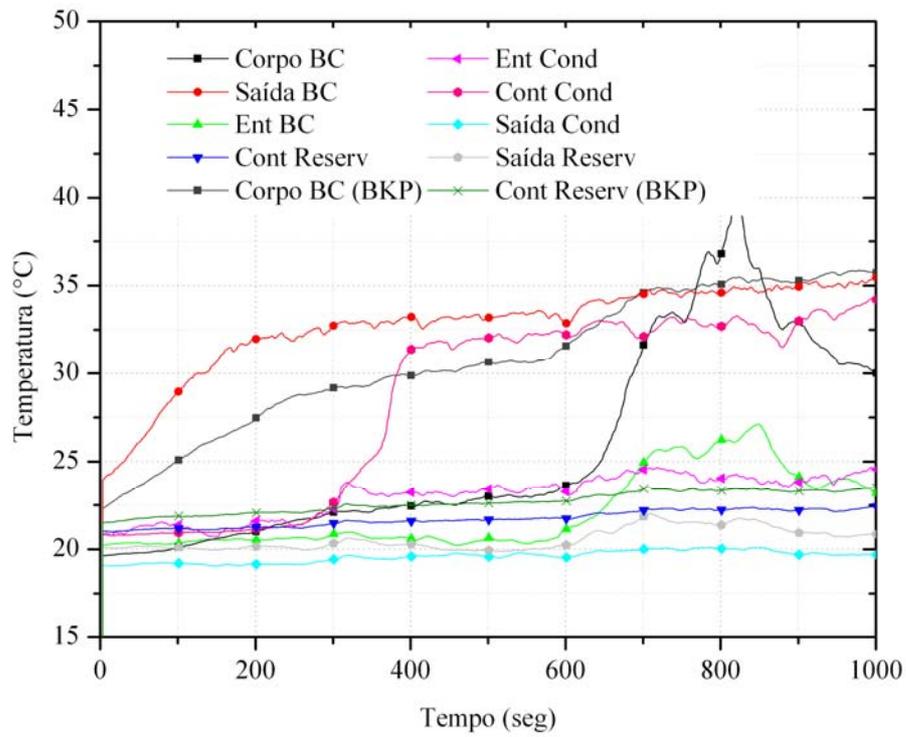


Figura 28 – Teste realizado na UFSC com a bomba capilar do Modelo de Engenharia.

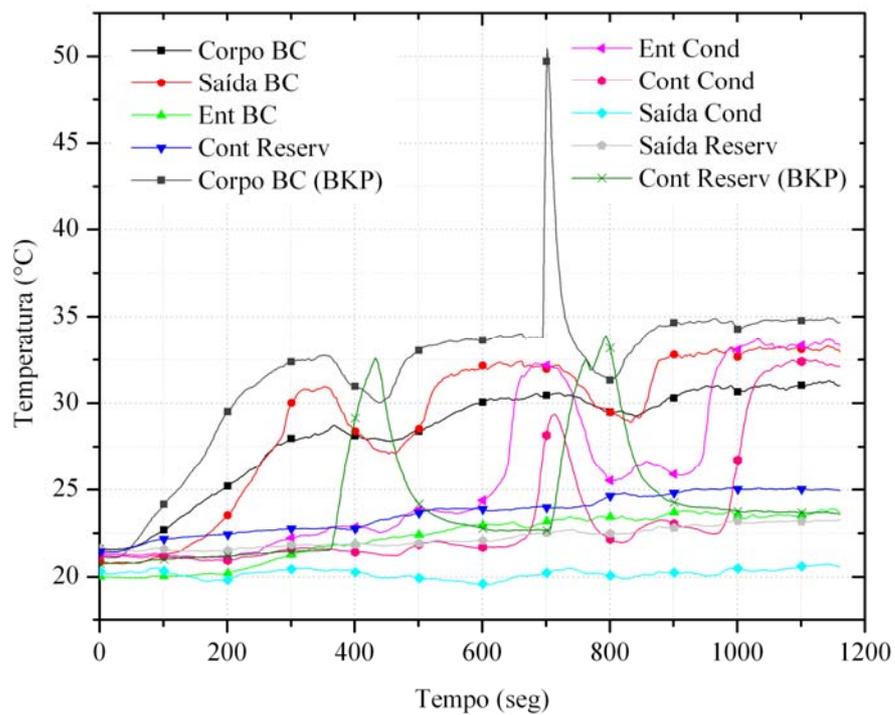


Figura 29 – Teste realizado na UFSC com a bomba capilar do Modelo de Engenharia.

Na Figura 30 tem-se um teste semelhante ao teste anteriormente mostrado para verificação da operacionalidade dos termistores instalados. O pico de temperatura foi proposital para essa verificação. A aquisição dos dados foi realizada pelo BPC (Brazilian Payload Computer).

O teste da Figura 31 mostra a atuação do fluxograma através do BPC. Nota-se que a elevação das temperaturas faz o computador atuar e cortar o fornecimento de energia para as resistências instaladas no evaporador. A Figura 32 mostra que durante a atuação dos outros experimentos que compunham o FBM a aquisição de dados do CPL foi prejudicada e uma série de ruídos pôde ser notada durante a aquisição dos dados. Essas interferências já foram sanadas e os dados colhidos são compatíveis com os esperados.

A Figura 33 mostra um teste com o Modelo de Qualificação entregue para testes. Pode ser visto que o fluxograma tenta atuar o tempo todo para corrigir a temperatura superficial do sistema, mas não consegue. A explicação para isso está no fato de a bomba capilar ter sido perfurada durante a soldagem do sistema. Esse furo danificou o elemento poroso, impedindo o seu funcionamento normal (ver Figura 134 no Anexo VI – Modelo para Testes em Microgravidade: Fluxograma de Operação e Resultados Experimentais Preliminares).

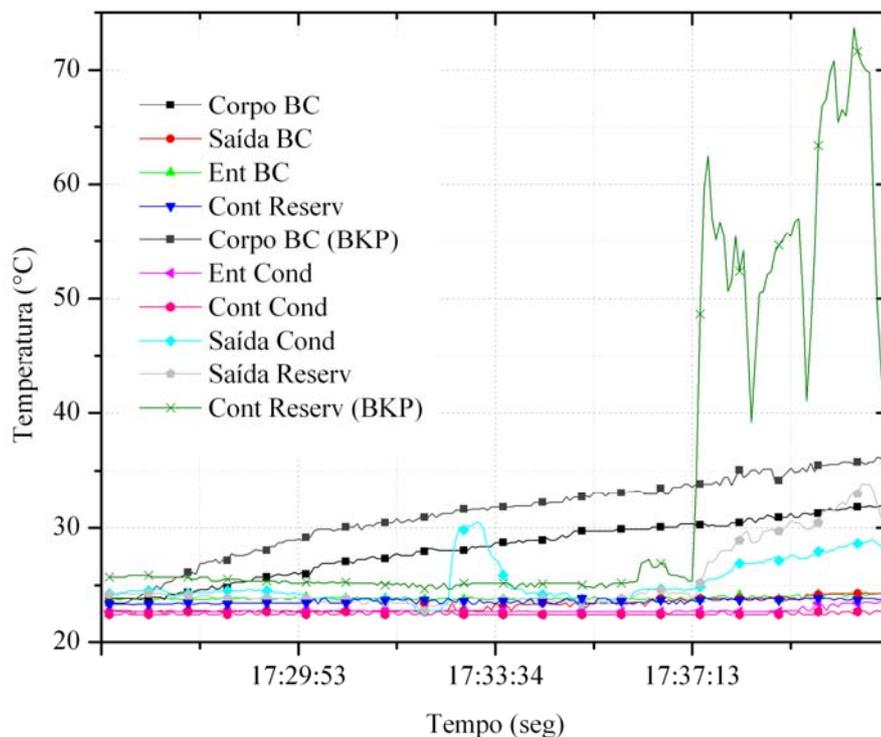


Figura 30 – Teste realizado em SJC com a bomba capilar do Modelo de Engenharia.

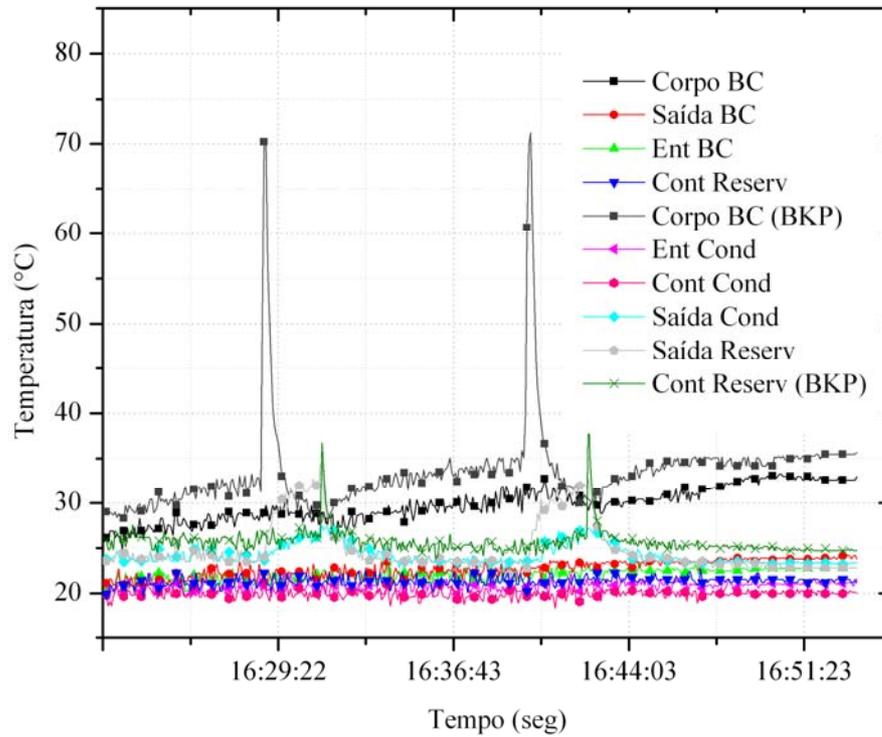


Figura 31 – Teste realizado em SJC com a bomba capilar do Modelo de Engenharia.

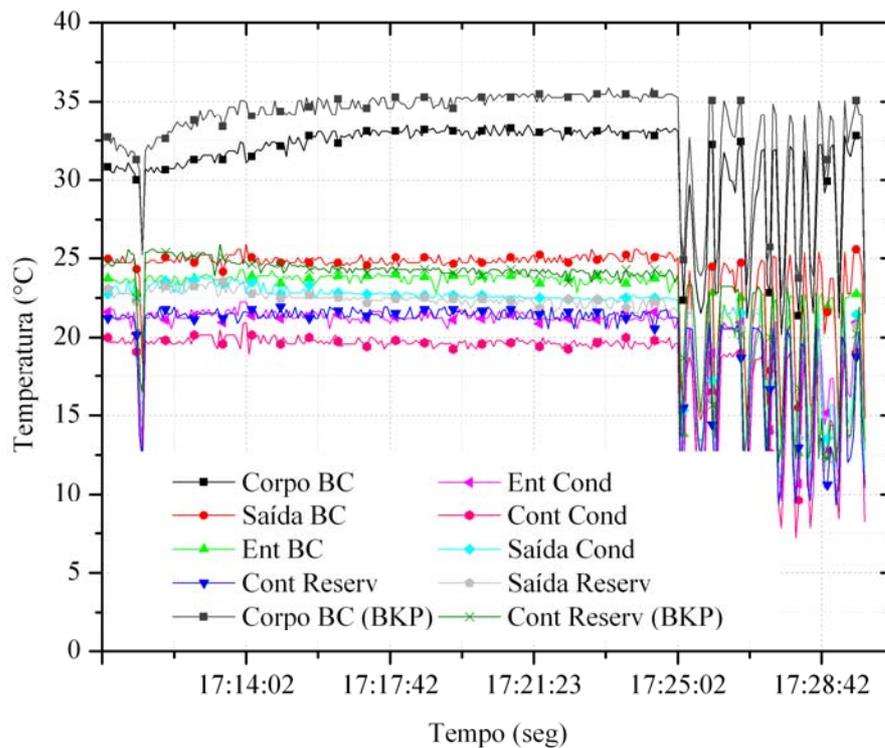


Figura 32 – Teste realizado em SJC com a bomba capilar do Modelo de Engenharia.

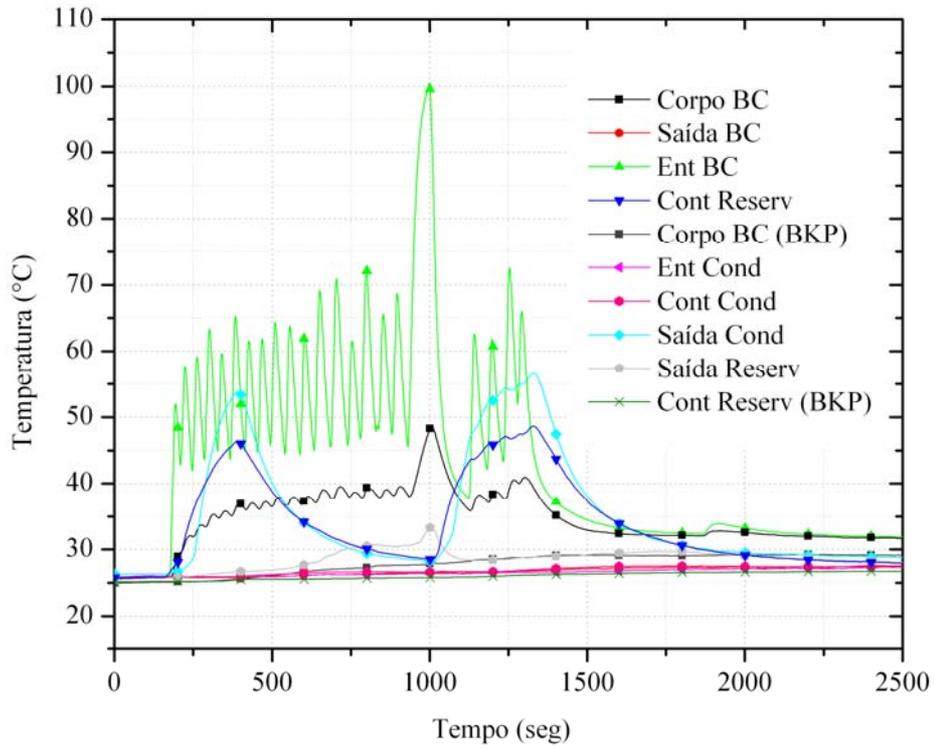


Figura 33 – Teste realizado na UFSC com a bomba capilar do Modelo de Qualificação.

4.3 Bancada Experimental para Testes em Laboratório

4.3.1 Descrição Geral



Figura 34 – Bancada experimental:
 (a) Vista geral, (b) Vista superior.

A bancada experimental utilizada nos testes é mostrada na Figura 34. Ela dispõe de um reservatório, de linhas de líquido e de vapor, um condensador, um sub-resfriador, um criostato Lauda, uma bomba de vácuo Edwards, uma fonte Eletroteste, um sistema de aquisição de dados HP e outros acessórios.

A linha de líquido consiste de tubos de aço inoxidável com diâmetro interno de 4,3 mm e comprimento de 915 mm. A linha de vapor consiste de tubos de aço inoxidável com diâmetro interno de 7 mm e comprimento de 2005 mm.

O condensador possui tubos concêntricos de 15 e 10 mm de diâmetro externo em contracorrente com um comprimento de 750 mm. O sub-resfriador, da mesma maneira que o condensador possui tubos de aço inoxidável em contracorrente com um comprimento de 350 mm.

O reservatório consiste de um tubo de aço inoxidável de 1” de diâmetro externo e um comprimento de 450 mm, instalado na posição horizontal, minimizando a influência da pressão hidrostática no bombeamento de líquido. Sua principal função é regular a temperatura de operação, controlando a pressão e o inventário de líquido presente no circuito. A quantidade de líquido no circuito depende do balanço entre a pressão no reservatório (saturação) e a pressão de trabalho no circuito. Esta pressão do circuito, inicialmente depende da potência que está sendo dissipada pela bomba capilar. Após algum tempo, esta pressão será compensada pela pressão no reservatório, fazendo com que líquido entre ou saia do reservatório para equilibrar as diferentes pressões e fazer com que o circuito trabalhe sempre na pressão desejada controlada pelo ajuste da temperatura de saturação no reservatório por meio de resistências elétricas. Para prevenir eventuais faltas de líquido no circuito, o reservatório acomoda cerca de 10 a 30% a mais de líquido que o volume total do circuito (Cullimore, 1991).

O reservatório foi, portanto dimensionado com base no volume total do circuito, conforme descrito abaixo:

$$V_T = V_{BC} + V_{CD} + V_{LL} + V_{LV} \quad (1)$$

onde V_T é o volume do CPL sem o reservatório, V_{BC} é volume da bomba capilar, V_{CD} é o volume do condensador, V_{LL} e V_{LV} são os volumes das linhas de líquido e de vapor respectivamente. Daí:

$$V_R = 1,20 V_T \quad (2)$$

onde V_R é o volume do reservatório. Os valores resultantes dos cálculos do volume do circuito, do volume do reservatório e da carga de amônia e acetona no circuito podem ser observados na Tabela 4.

Tabela 4 – Cálculo do volume do circuito e da carga do fluido de trabalho.

Tubulação	Diâmetro interno (mm)	Comprimento (mm)	Volume (m ³)
Linha de vapor Condensador/sub-resfriador	7	2005	$7.7 \cdot 10^{-5}$
Linha de líquido	4.3	915	$1.3 \cdot 10^{-5}$
Bomba Capilar	16.8	140	$3.1 \cdot 10^{-5}$
Vol Total (m³)			120 ml
Vol Reserv (m³)			145 ml
Carga	Acetona – 115 g	Amônia – 87 g	

O aparato experimental possui ainda um sensor de pressão absoluta e 18 termopares Omega ($\pm 0,5^\circ\text{C}$) do tipo T distribuídos conforme a Figura 35.

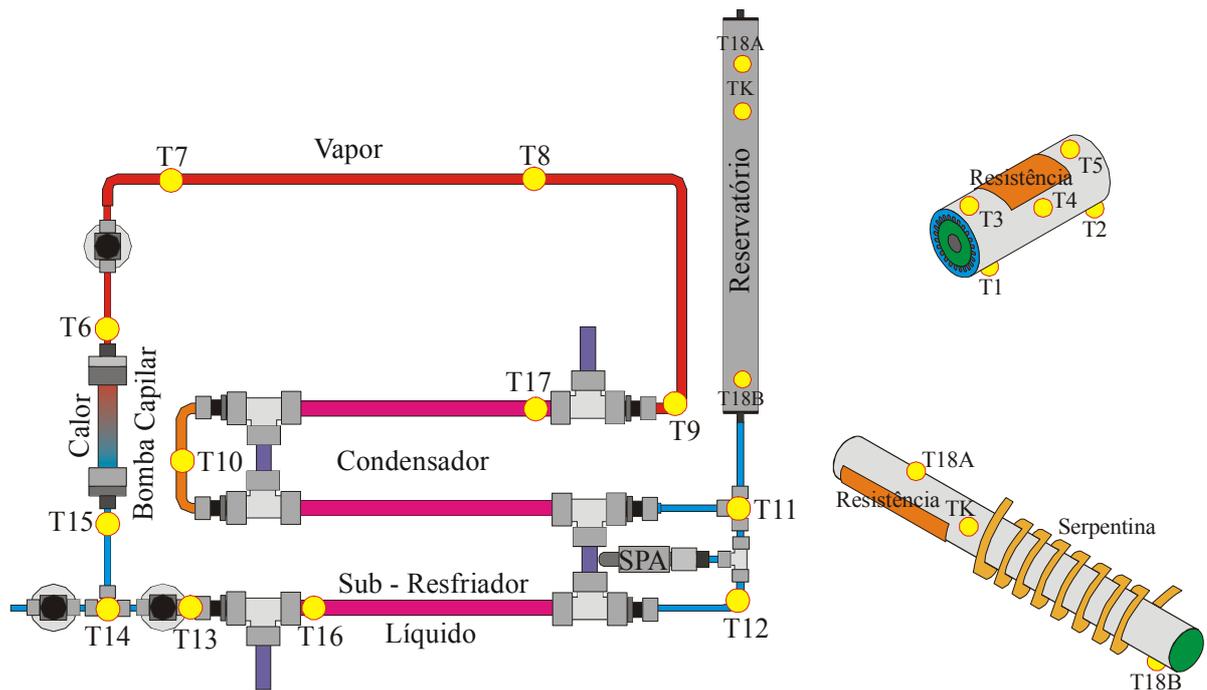
O calor é aplicado através de uma resistência acoplada ao evaporador. A alimentação desta resistência é garantida por uma fonte de potência presente na bancada. Um sistema de aquisição de sinais ligado diretamente a um computador faz a aquisição dos dados de temperatura, pressão e potência a cada três segundos.

A bancada possui ainda um sistema de bomba e sensor de vácuo para limpeza e carregamento. Fazem parte também termostatos conectados ao reservatório para controle da temperatura de operação do sistema.

A bancada, cujo volume V_T é de 120 ml, foi carregada com 115 g de acetona (pureza de 99,5% e $\rho_L = 795 \text{ kg/m}^3$) em uma primeira etapa de testes e depois com 87 g de amônia líquida (pureza de 99,999% e $\rho_L = 605 \text{ kg/m}^3$). A pressão de bombeamento capilar das bombas testadas, utilizando acetona como fluido de trabalho (Anexo II – Bancada Experimental: Descrição Detalhada, Procedimentos de Limpeza, Vácuo e Carregamento) e as resistências elétricas utilizadas são mostradas na Tabela 5.

Tabela 5 – Pressões de bombeamento capilar e resistências elétricas.

Bomba Capilar	Pressão de bombeamento capilar (Pa)	Resistência elétrica (Ω)
Ranhuradas circunferenciais	1135 ± 90	$12,05 \pm 1$
Níquel	12985 ± 145	$11,75 \pm 1$
Aço inoxidável	17335 ± 505	$10,15 \pm 1$
Cerâmica	24900 ± 5000	$10,15 \pm 1$
Polietileno	3090 ± 90	$11,54 \pm 1$



- | | | |
|--------------------------|--|----------------------------|
| T1 - BC Inferior Entrada | T7 - Linha Vapor | T13 - Sub-Resfriador Saída |
| T2 - BC Inferior Saída | T8 - Linha Vapor | T14 - Linha Líquido |
| T3 - BC Superior Entrada | T9 - Condensador Entrada | T15 - Canal Líquido |
| T4 - BC Lateral Meio | T10 - Condensador Meio | T16 - Criostato Entrada |
| T5 - BC Superior Saída | T11 - Condensador / Reservatório Saída | T17 - Criostato Saída |
| T6 - Canal de Vapor | T12 - Sub-Resfriador Entrada | T18 - Reservatório Média |

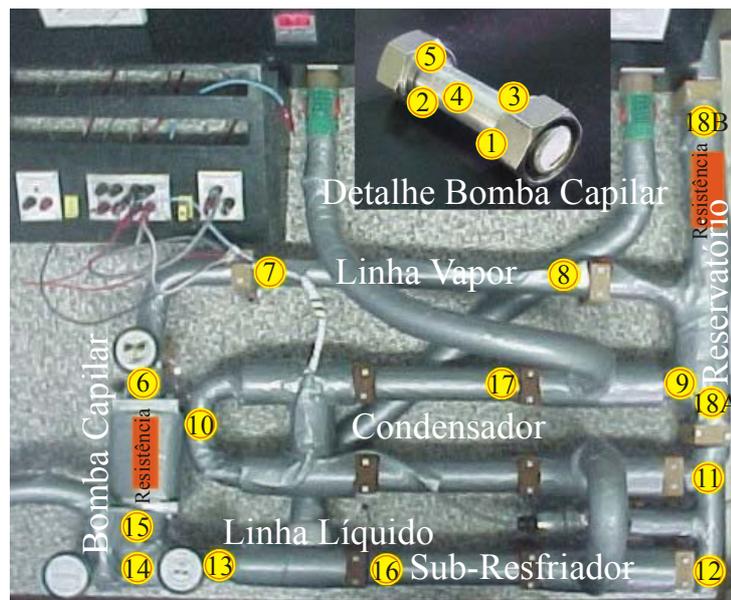


Figura 35 – Localização dos termopares:
Esquema do posicionamento e vista sobre a bancada.

A bomba de ranhuras circunferenciais testada em laboratório é mostrada na Figura 36 (c). Ela consiste de um tubo de alumínio com um perfil metálico de aço inoxidável martensítico para a separação dos canais de líquido e vapor. O perfil é inserido em posição correspondente ao ângulo de -30° , a partir do centro, conforme mostrado na Figura 36 (b). Conforme Figura 36 (a), o perfil é fixado sob pressão com tampões confeccionados em Teflon® para garantir estanqueidade e minimizar a presença de interstícios entre a parede da bomba e o perfil interno. Os interstícios podem reduzir significativamente o desempenho da bomba capilar.

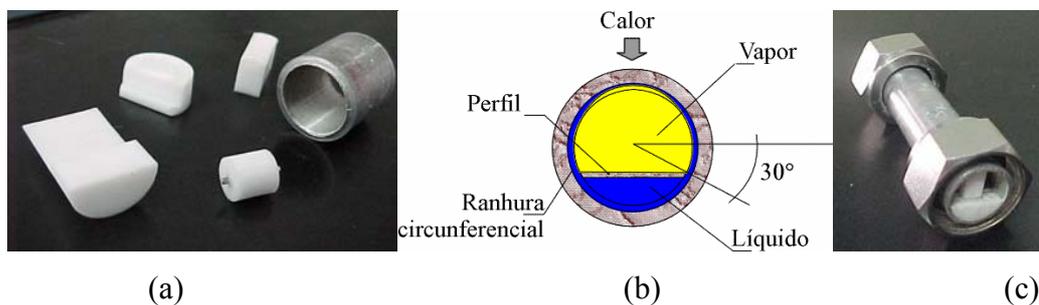


Figura 36 – Bomba capilar de ranhura circunferencial:

(a) Peças utilizadas na montagem, (b) Localização do perfil interno, (c) Bomba montada.

As outras bombas capilares testadas foram montadas com elemento poroso feitos com polietileno, níquel, aço inoxidável e material cerâmico sinterizado (ver Figura 37). As bombas são montadas com uma interferência mecânica de $+0,1$ mm na interface do elemento poroso e parede da bomba capilar. O canal de líquido é fechado com elementos em Teflon®, de maneira semelhante à bomba capilar de ranhuras circunferenciais. A presença de interstícios nesta bomba é menos problemática, se comparado com as bombas de ranhuras circunferenciais. O evaporador tem diâmetro externo de $3/4''$ e comprimento de 95 mm. Resistências elétricas foram utilizadas numa extensão de 55 mm do comprimento total, para aplicação das cargas térmicas, correspondendo ao comprimento útil da bomba capilar.

Os testes foram programados com os diferentes fluidos de trabalho, de modo a se estudar:

1. Comportamento térmico de partida;
2. Comportamento térmico em condições de regime permanente;
3. Limite capilar;
4. A sensibilidade do CPL por conta de variações bruscas da potência aplicada;
5. A capacidade de reativação do sistema em caso de colapso;

6. A influência dos baixos fluxos de massa no interior do circuito.



Figura 37 – Bombas capilares de elemento poroso: Polietileno e aço inoxidável.

A evolução da bancada experimental pode ser vista na Figura 38, onde sua configuração foi otimizada para a realização de dois testes simultâneos com experimentos distintos.

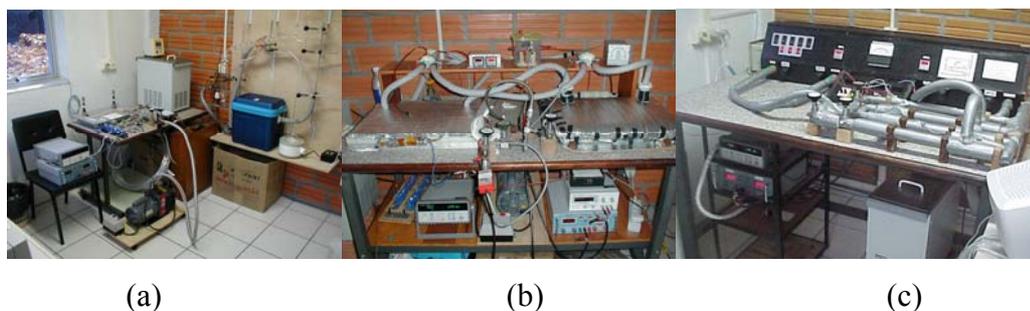


Figura 38 – Desenvolvimento da bancada experimental:

(a) 2000, (b) 2002, (c) 2004.

4.3.2 Procedimentos de Montagem

A seqüência lógica considerada para a montagem da bancada principal neste projeto foi a seguinte:

1. Dimensionar as linhas de líquido e de vapor;
2. Dimensionar o reservatório;
3. Cortar os tubos em secção reta;
4. Dobrar os tubos com o auxílio de morsas e/ou outros dispositivos (dobrador de tubos etc.) para se obter a curvatura desejada;
5. Rejeitar tubos amassados ou mal conformados;
6. Limpar todo o material utilizado;

7. Utilizar conexões compatíveis com o material utilizado;
8. Instrumentar o circuito com termopares;
9. Instrumentar a bomba com a resistência elétrica;
10. Fazer vácuo no sistema;
11. Verificar vazamentos no sistema;
12. Carregar o circuito com a quantidade de fluido de trabalho calculada anteriormente;
13. Realizar os testes necessários para verificar o desempenho da bomba capilar instalada, seguindo os procedimentos experimentais.

Os procedimentos de limpeza, teste de vazamento, vácuo e carregamento estão brevemente descritos no Anexo II – Bancada Experimental deste texto.

4.3.3 Procedimentos Experimentais

A seqüência adotada para os trabalhos na bancada principal foi a seguinte:

- (1) Testes com bombas capilares de ranhuras circunferenciais, utilizando acetona e amônia como fluido de trabalho;
- (2) Testes com bombas capilares de elemento poroso de níquel sinterizado;
- (3) Testes com bombas capilares de elemento poroso de aço inoxidável sinterizado;
- (4) Testes com bombas capilares de elemento poroso de cerâmica sinterizado;
- (5) Testes com bombas capilares de elemento poroso de polietileno.

Os resultados obtidos nos itens (2) a (5) correspondem a testes realizados unicamente com amônia. Os testes realizados com acetona não foram satisfatórios e, portanto não estão sendo considerados para análise. A baixa qualidade da acetona disponível no mercado nacional (99,5%) prejudicou a funcionalidade da bomba capilar, em razão do alto índice de umidade presente (ver Anexo II – Bancada Experimental). Embora operassem satisfatoriamente enquanto novas, a confiabilidade do CPL funcionando com acetona diminui significativamente ao longo dos dias até o colapso total, danificando definitivamente o elemento poroso (ver Capítulo 3.5 – Problemas Enfrentados). Problemas similares foram encontrados com amônia de baixa qualidade (99,95%) no início dos trabalhos, atrasando sobremaneira o cronograma de testes e forçando uma

solução alternativa de maior custo, com a importação de amônia 5.0 (99,999%), o que significa uma fração volumétrica de água inferior a 0,001%.

Todos os testes de laboratório foram realizados considerando:

- (a) Temperatura do condensador controlado pelo criostato em -5°C ;
- (b) Temperatura do reservatório controlada na faixa de 25 a 45°C ;
- (c) Potências aplicadas no evaporador entre 0 a 100 W;
- (d) Temperatura ambiente controlada na ordem de 25°C .

Os seguintes testes foram realizados:

1. Testes de partida;
2. Testes de regime permanente;
3. Testes de limite capilar;
4. Testes de reativação;
5. Testes de da influência do fluxo de massa no interior do circuito.

Para todos os testes realizados, o procedimento experimental abaixo descrito foi seguido:

Para os testes de partida, o reservatório é aquecido através de uma resistência elétrica até a temperatura de trabalho desejada, e o condensador resfriado com a ajuda do banho térmico. O aquecimento do reservatório faz com que o líquido inunde toda a bomba capilar desbloqueando os canais de vapor e possibilitando a partida do sistema. Após a estabilização de todas as temperaturas do circuito, calor é então aplicado na bomba capilar através da resistência elétrica. Essa potência é mantida inicialmente por cerca de meia hora. Caso a partida tenha êxito, essa potência pôde ser variada de acordo com os diferentes testes realizados.

Para os testes de regime permanente, a potência é fixada em um valor desejado e mantida em operação por um período superior a seis horas. Neste teste, o circuito deve atingir um equilíbrio nas temperaturas e manter esse patamar sem alterações. Testes prolongados, com duração de vários dias também foram realizados.

Para os testes de limite capilar, a potência é aumentada progressivamente em patamares de 10 W a cada meia hora. Esse acréscimo de potência provoca um aumento do fluxo de massa

no interior do sistema, fazendo com que as perdas de carga aumentem. Esse valor subirá até se igualar a pressão de bombeamento capilar. Quando esse valor for atingido, cessará a circulação do fluido de trabalho no interior do circuito, causando um repentino aumento da temperatura superficial da bomba capilar e levando o sistema ao colapso. A análise da curva de temperatura superficial da bomba capilar permite identificar o momento do colapso do sistema. Esta temperatura superficial, por medidas de segurança, foi fixada em 100 °C. Caso a temperatura exceda esse valor, a potência aplicada é desligada. Mesmo em casos onde a bomba continua em funcionamento, essa temperatura é respeitada por motivos construtivos, visto que na maioria das bombas existem conexões internas de Teflon® ou polietileno e temperaturas em torno de 125°C podem prejudicar estas peças.

Para os testes de reativação, a bomba é levada à condição de colapso propositalmente e a partir daí o teste de recuperação é realizado. Para recuperar uma bomba colapsada diferentes procedimentos podem ser tentados. A simples redução da potência aplicada é a melhor maneira de uma bomba capilar retornar da sua condição de colapso. Para um retorno satisfatório, sua temperatura superficial deverá retornar aos mesmos níveis de temperaturas anteriores ao colapso quando ela operava em condições normais. Um retorno à operação com temperaturas acima das temperaturas registradas em condições normais pode indicar uma histerese muito grande e uma baixa confiabilidade em situações em que existem grandes variações de carga térmica próxima ao seu limite capilar. Caso o primeiro procedimento não apresente resultado, uma segunda opção consiste na elevação da temperatura do reservatório. Elevando a temperatura do reservatório, aumenta-se a pressão de saturação do sistema, forçando a condensação de bolhas de vapor presentes no canal de líquido, ao mesmo tempo em que maior quantidade de líquido se desloca do reservatório para o interior do circuito. Uma outra forma de trazer uma bomba capilar de volta de um colapso é unir os dois métodos anteriores. Caso este procedimento também não faça efeito o último recurso é desligar a fonte de potência. Este recurso certamente recuperará a bomba capilar, mas em algumas situações este tipo de medida não é possível, podendo ser prejudicial ao sistema refrigerado pelo circuito capilar. Portanto exaustivos testes devem ser realizados para se garantir a confiabilidade de todo o sistema.

Para os testes sobre a influência do fluxo de massa no interior do circuito, potências baixas são aplicadas na resistência. Essa baixa potência pode aquecer a tubulação do sistema na entrada da bomba capilar sem que a movimentação do fluido de trabalho possa refrigerá-la. Essa fuga de calor aquecerá o fluido quase parado na entrada da bomba, fazendo com que este entre em ebulição no canal de líquido, introduzindo bolhas indesejáveis nessa parte do circuito.

Quanto mais baixa a temperatura do reservatório para a mesma potência aplicada, mais susceptível estará o sistema a esse colapso.

4.4 Resultados Obtidos em Laboratório

4.4.1 Micro-ranhurais Circunferenciais

Os primeiros testes foram realizados utilizando uma bomba capilar de ranhuras circunferenciais, atendendo procedimentos estabelecidos no Item 4.3.3 – Procedimentos Experimentais. A bancada experimental foi preparada para testes com acetona e amônia como fluidos de trabalho, com o criostato controlado na temperatura de -5°C e o reservatório controlado nas temperaturas de 25, 30 e 35°C . A bomba capilar utilizada possuía uma pressão de bombeamento capilar de 1135 ± 90 Pa. Uma resistência de $12,05 \pm 1 \Omega$ foi instalada no evaporador. Em todos os testes realizados em torno de 5,5 W foi aplicado ao reservatório, onde uma resistência de $6,79 \pm 1 \Omega$ estava instalada para o controle da temperatura de operação do sistema.

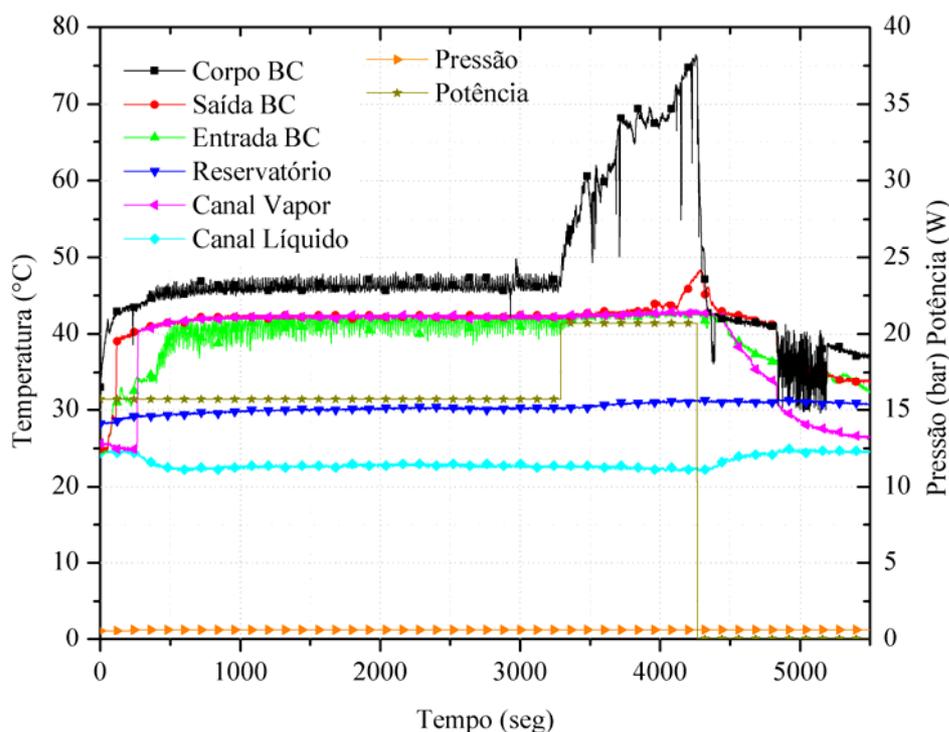


Figura 39 – Teste de limite capilar utilizando acetona como fluido de trabalho.

O comportamento térmico do CPL com acetona é mostrado na Figura 39 para as potências de 16 e 21 W. A partida da bomba capilar foi realizada com uma potência de 16 W, atingindo a condição de regime permanente após 8 minutos de operação. O limite capilar foi atingido para a potência aplicada de 21 W, notando-se claramente um aumento brusco da temperatura superficial e colapso da bomba capilar. A temperatura do reservatório foi fixada em 35°C.

A Figura 40 mostra resultados obtidos com a bomba capilar, agora com o objetivo de medir as temperaturas no interior do canal de líquido. Sondas para fixação de termopares foram instaladas no interior do canal de líquido de modo a visualizar o perfil de temperatura no momento do colapso da bomba. Uma análise simultânea da Figura 40 e da Figura 41, mostra que o perfil de temperaturas no interior do canal tem comportamento semelhante ao perfil de temperatura superficial no momento em que ocorre a situação de secagem das ranhuras. Ao contrário do que se esperava, no momento em que ocorre o colapso, a temperatura na entrada subiu mais do que a temperatura no final do canal da bomba capilar. Atribui-se esse fato ao provável deslocamento da bolha de vapor em contracorrente ao líquido sub-resfriado proveniente do condensador. Testes complementares precisam ser ainda realizados para comprovar o real comportamento térmico do líquido dentro do canal.

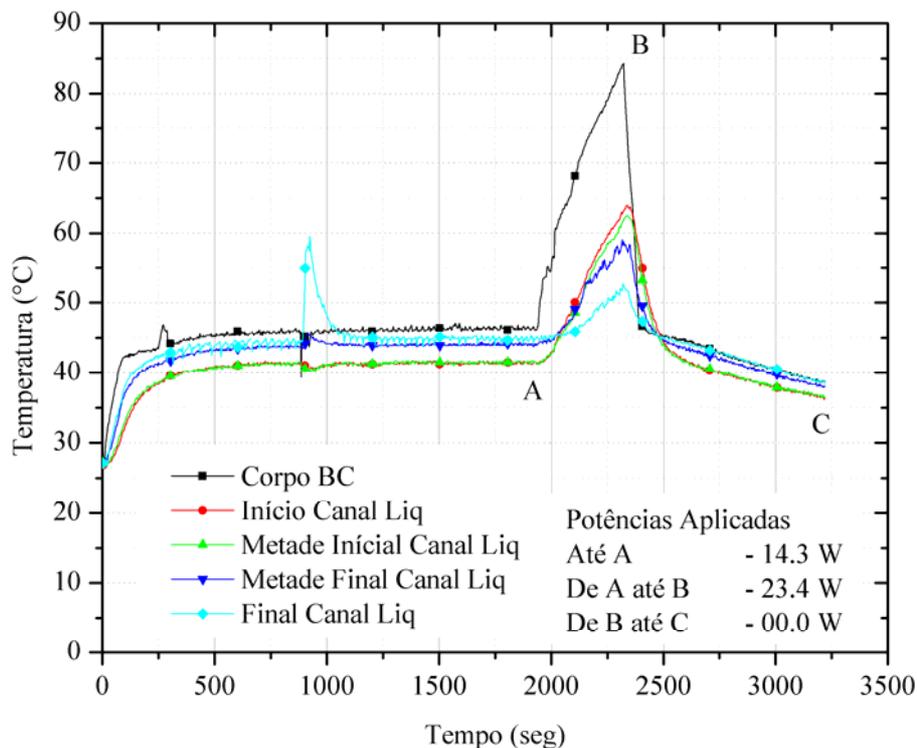


Figura 40 – Temperatura no interior do canal de líquido da bomba capilar.

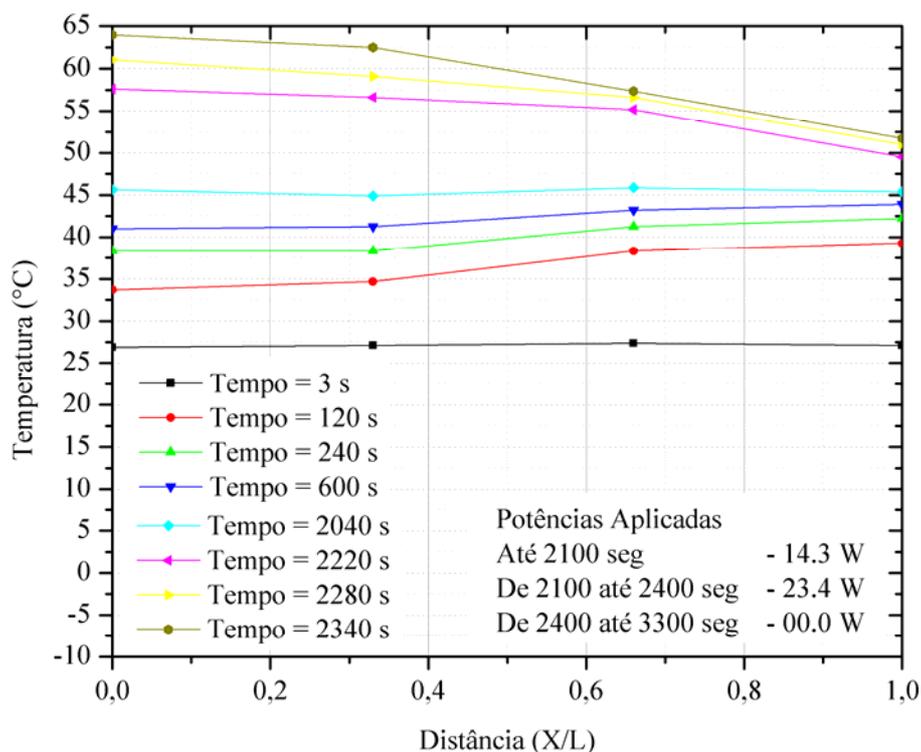


Figura 41 – Perfil de temperatura no interior do canal de líquido para diferentes tempos e para diferentes potências aplicadas.

Na Figura 41, pode-se verificar a elevação das temperaturas no interior do canal de líquido com o decorrer do tempo e para diferentes potências aplicadas. Novamente para este teste a temperatura do reservatório foi fixada em 40°C e a água de refrigeração do criostato do condensador foi mantida a 15°C.

A Figura 42 mostra o comportamento de partida e de operação para níveis de potência aplicada ao CPL de 10, 15, 20, 30, 35, 55, 75 e 80W, utilizando amônia como fluido de trabalho. O CPL apresenta desempenho satisfatório ao longo de aproximadamente 4 horas de operação ininterrupta. Em alguns testes a potência aplicada diminui ao longo da sua realização, como pode ser observado no último patamar de potência da Figura 42. Este fato se deve a uma limitação física da resistência. Dependendo da potência aplicada, tanto a temperatura superficial quanto a corrente que flui ficam acima do suportado pela resistência. Iniciando assim um processo de deterioração da resistência, o que provoca a redução da potência aplicada vista nos testes, não sendo intenção do teste essa variação.

O processo de partida levou aproximadamente 3 minutos, aumentando a temperatura da bomba capilar de 25 para 35° e depois estabilizando em torno de 35°C. O pico aparente de temperatura ocorre devido à necessidade de pequeno superaquecimento para iniciar o processo

de ebulição nas ranhuras da bomba capilar e deslocamento de líquido dos canais de vapor para o condensador. Os saltos de temperaturas subsequentes são resultados do aumento controlado do nível de potência, realizado com o objetivo inicial de verificar o limite capilar e seu comportamento sob condições de variação brusca de potência. O limite capilar não foi alcançado por limitações técnicas relacionadas à fonte de potência. O sistema funcionou bem mesmo com variações bruscas de potência. A temperatura do líquido variou dentro de uma faixa segura, de acordo com a potência aplicada, não comprometendo em momento algum a funcionalidade e confiabilidade do sistema.

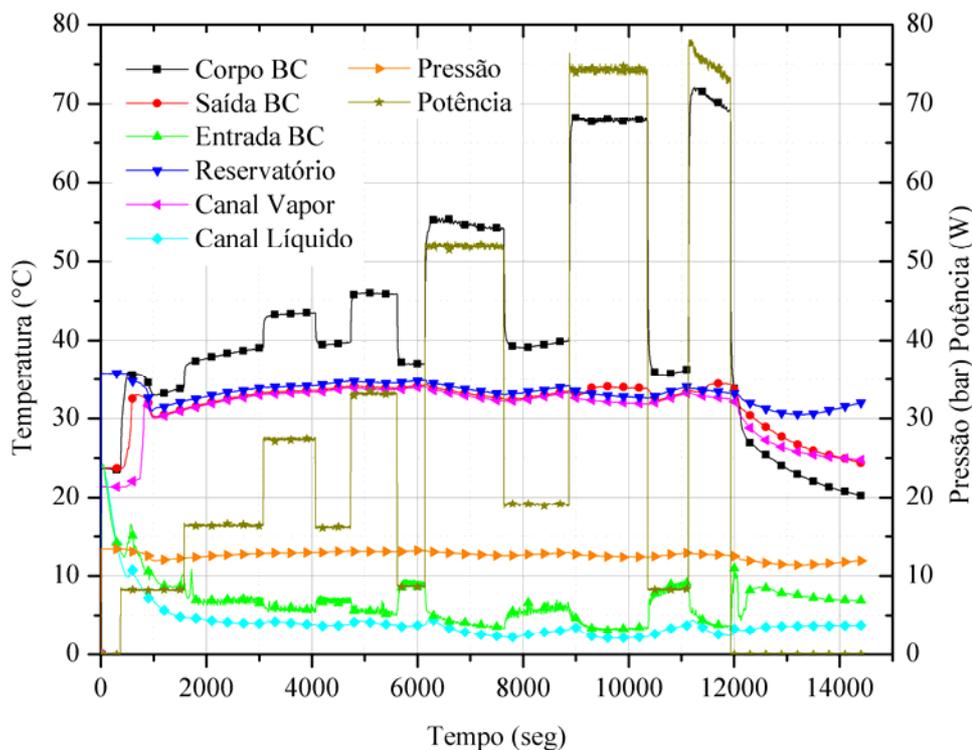


Figura 42 – Teste de variação da potência aplicada utilizando amônia como fluido de trabalho.

Na Figura 43, os resultados experimentais são apresentados para os dois fluidos de trabalho. Utilizando acetona uma diferença de temperatura entre o reservatório e o corpo do evaporador de aproximadamente 20°C é notada. O comportamento térmico apresentado pela bomba capilar é satisfatório. A oscilação de temperatura é normal em bombas micro-ranhuradas, tendo em vista a presença de bolhas no canal de alimentação (Camargo et al, 1998). Gases não condensáveis têm influência mínima em bombas capilares de ranhuras circunferenciais (Camargo y Bazzo, 2002). No caso de amônia como fluido de trabalho, as diferenças de temperatura entre o reservatório e o corpo do evaporador não ultrapassam 5°C, o que garante

maior aplicabilidade e um funcionamento mais regular do sistema. Neste teste a temperatura do reservatório foi fixada em 35°C e a potência foi escalonada entre 10 e 75 W.

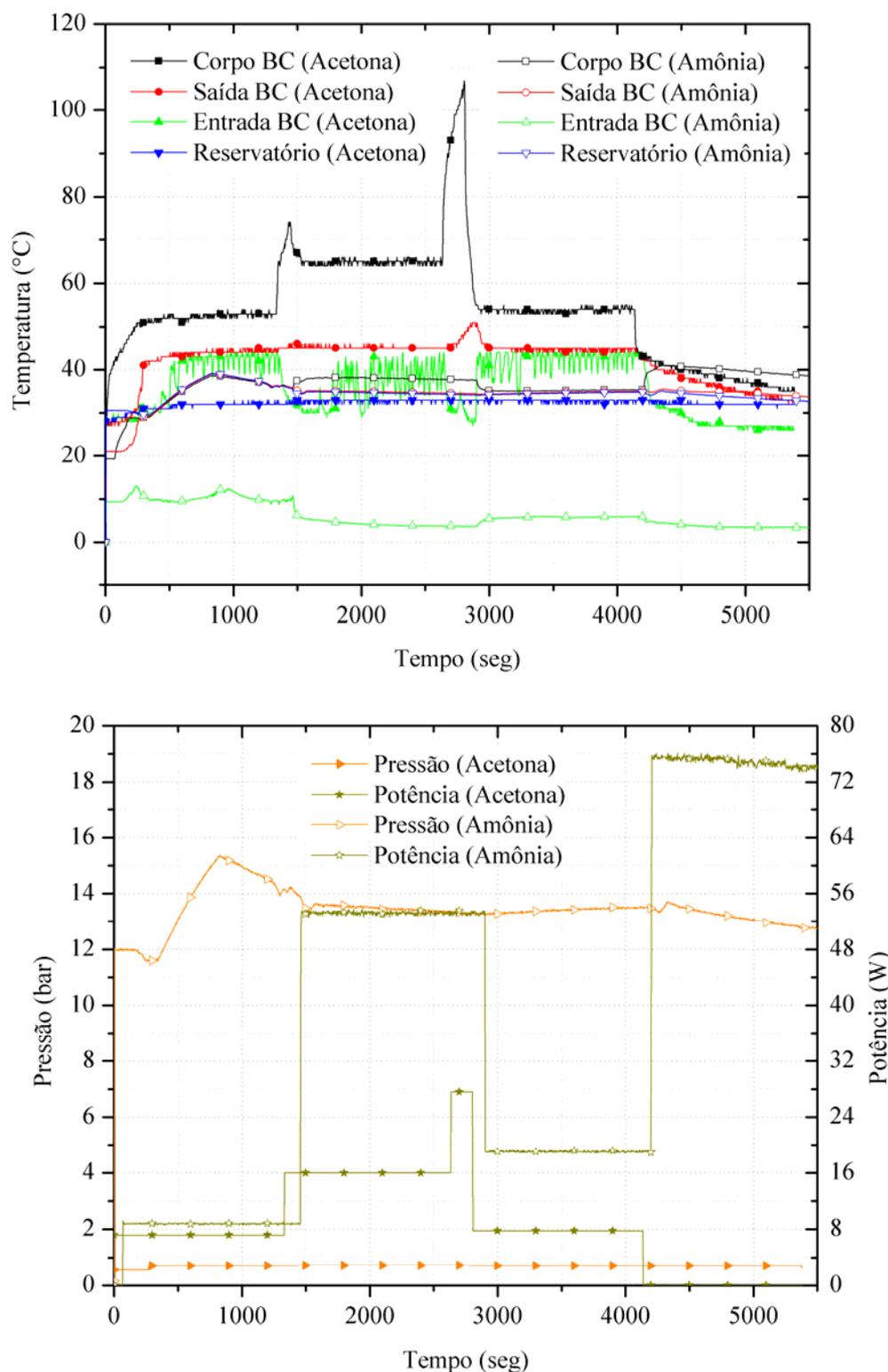


Figura 43 – Funcionamento da bomba capilar para acetona e amônia como fluidos de trabalho.

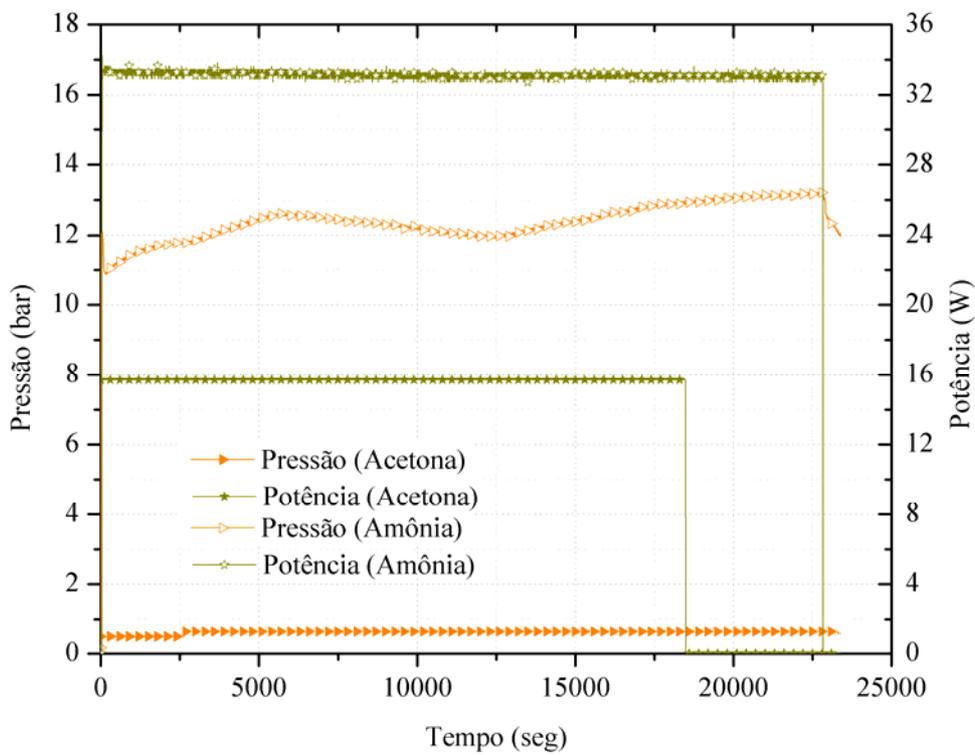
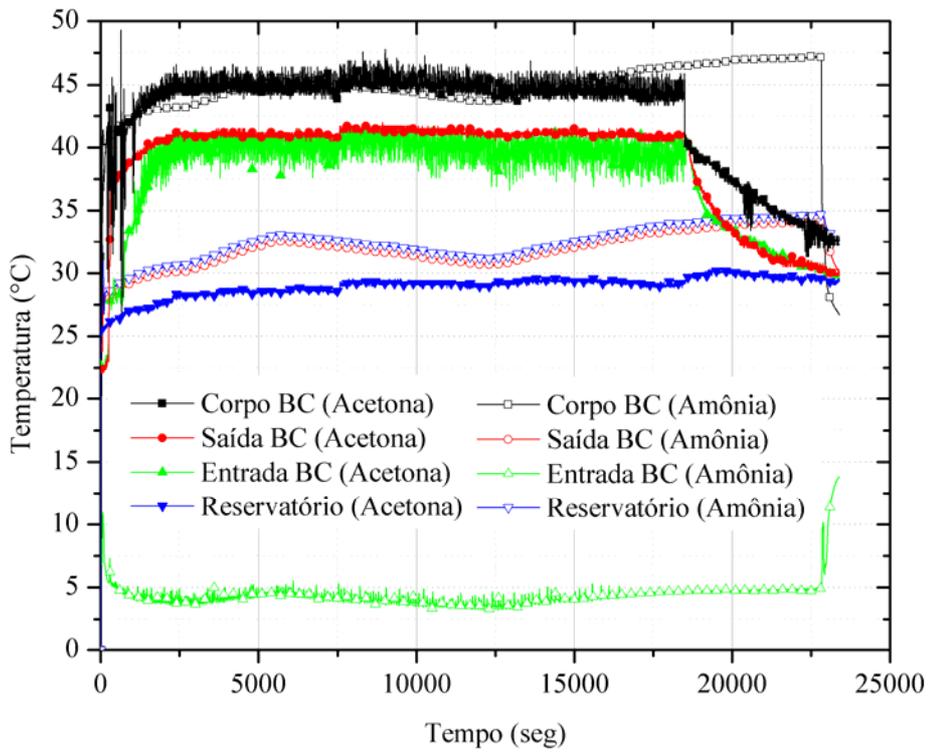


Figura 44 – Teste da bomba capilar em regime permanente para acetona e amônia como fluidos de trabalho.

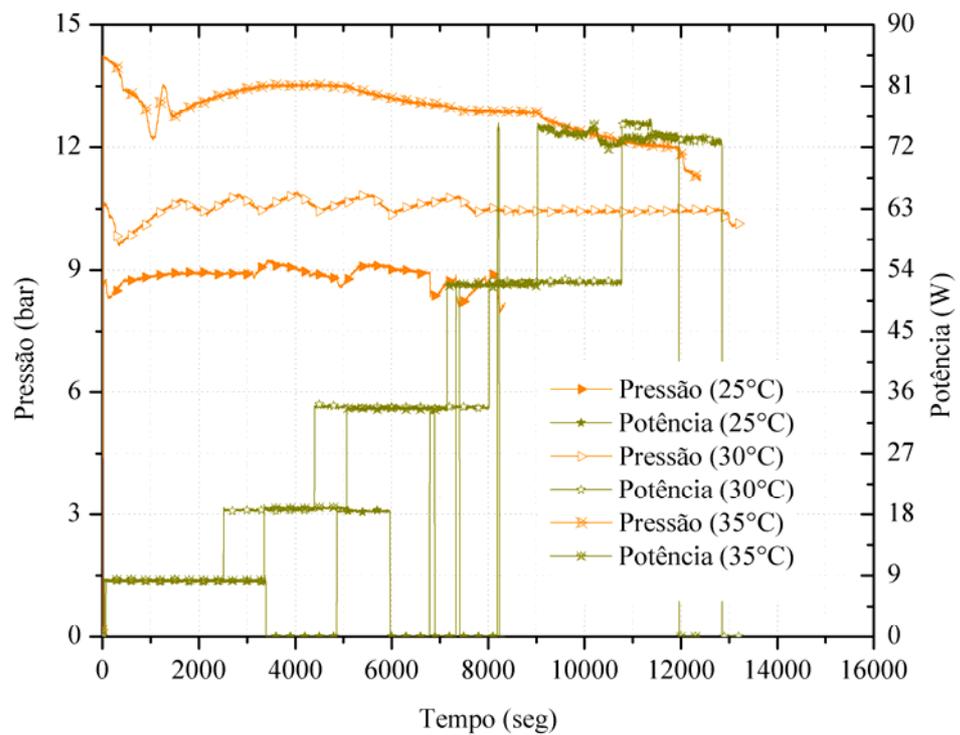
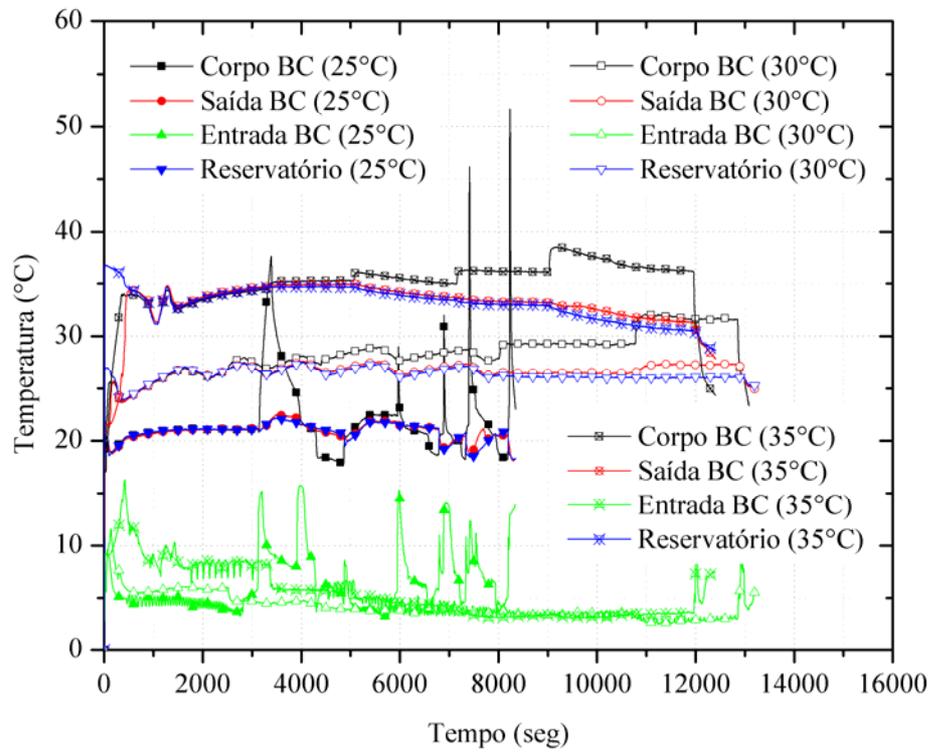


Figura 45 – Teste considerando diferentes temperaturas de operação utilizando amônia como fluido de trabalho.

Durante as fases de testes, com a utilização de amônia como fluido de trabalho, o limite capilar da bomba não foi atingido. O teste foi limitado pela fonte de potência e pela resistência utilizada. A fonte fornece no máximo 90 W dependendo da resistência aplicada na bomba capilar. Com a resistência de 13 ohms que foi utilizada, a fonte conseguiu gerar 75 W. Esse valor na maioria dos casos testados foi dissipado com sucesso pelo circuito.

A Figura 44 mostra o comportamento térmico para 6 horas de operação, de ambos os fluidos de trabalho para operação em regime permanente. Novamente, pode-se notar uma menor diferença de temperatura entre o reservatório e o corpo do evaporador com a utilização de amônia como fluido de trabalho. A temperatura do reservatório foi fixada em 35°C para testes com amônia e 30°C para testes com acetona.

Testes foram também realizados, variando-se a temperatura de operação do reservatório e do sistema, em 25, 30 e 35°C, com o propósito de avaliar a influência da temperatura ambiente nos testes. Nessa condição, o comportamento térmico do CPL é mostrado na Figura 45, utilizando amônia como fluido de trabalho. A temperatura do líquido na entrada e a temperatura superficial da bomba capilar são mostradas para diferentes potências aplicadas, considerando-se temperaturas do reservatório fixadas em 25, 30 e 35°C. Para o caso em que a temperatura do reservatório foi fixada em 25°C, houve operação irregular e colapso da bomba capilar. Esse colapso ocorreu devido a um aquecimento precoce do líquido na entrada da bomba capilar. Tal aquecimento foi suficiente para que o líquido ultrapassasse o valor da temperatura de operação e evaporasse na entrada da bomba capilar, causando o colapso do sistema. Com a temperatura fixada em 30°C no reservatório, todos os testes foram bem sucedidos e as temperaturas do líquido na entrada da bomba capilar são estáveis. Na condição de 35°C, o sistema funciona satisfatoriamente, porém com pequena instabilidade no canal de alimentação de líquido, instabilidade esta intrínseca ao funcionamento de bombas capilares de ranhuras circunferenciais.

4.4.2 Níquel Sinterizado

Testes foram realizados utilizando agora uma bomba capilar constituída por um elemento poroso de níquel sinterizado produzido no LabMAT/UFSC, utilizando amônia como fluido de trabalho.

O criostato foi regulado em uma temperatura constante de -5°C . Essa bomba possuía uma estrutura capilar com pressão de bombeamento capilar de $12985 \pm 145 \text{ Pa}$ e uma resistência de $11,75 \pm 1 \Omega$ instalada no evaporador.

A Figura 46 mostra o comportamento do sistema para diferentes temperaturas de operação controlada pelo reservatório do CPL. De maneira semelhante ao comportamento apresentado pelo circuito com bombas de ranhuras circunferenciais, o sistema somente conseguiu manter sua operação constante com valores de temperatura da ordem de 45°C no reservatório. Isso significa que com diferenças de temperaturas inferiores a 20°C entre a saturação e a temperatura ambiente, o sistema falha ao iniciar sua operação.

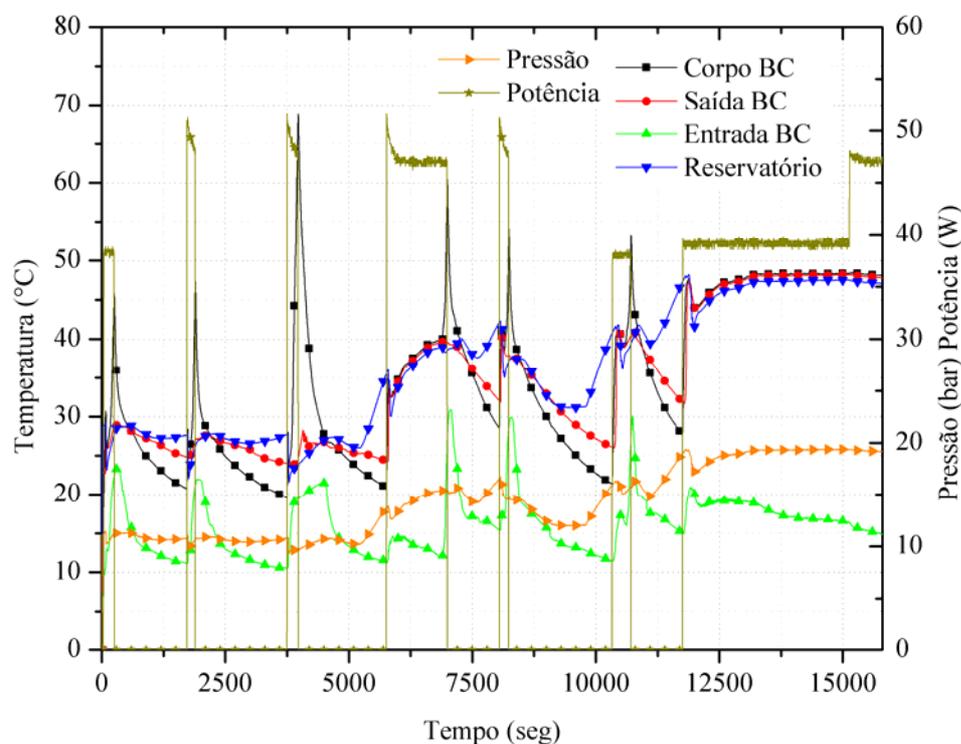


Figura 46 – Teste do CPL considerando diferentes temperaturas de operação.

A Figura 47 mostra o comportamento térmico do sistema com o aumento gradativo da potência aplicada. Nota-se que a partida foi bem sucedida e que a temperatura superficial do evaporador se manteve constante durante todo o teste. Vale lembrar que por motivos técnicos a fonte de potência não pôde fornecer maiores valores de carga térmica. Mas até os níveis em que a fonte era solicitada, o circuito correspondeu às expectativas. O reservatório estava programado para operar em 45°C e a diferença de temperaturas entre reservatório e evaporador ficou abaixo

de 3°C. O criostato foi regulado para operar com temperatura igual -5°C O sistema atingiu o regime permanente após 9 minutos de teste.

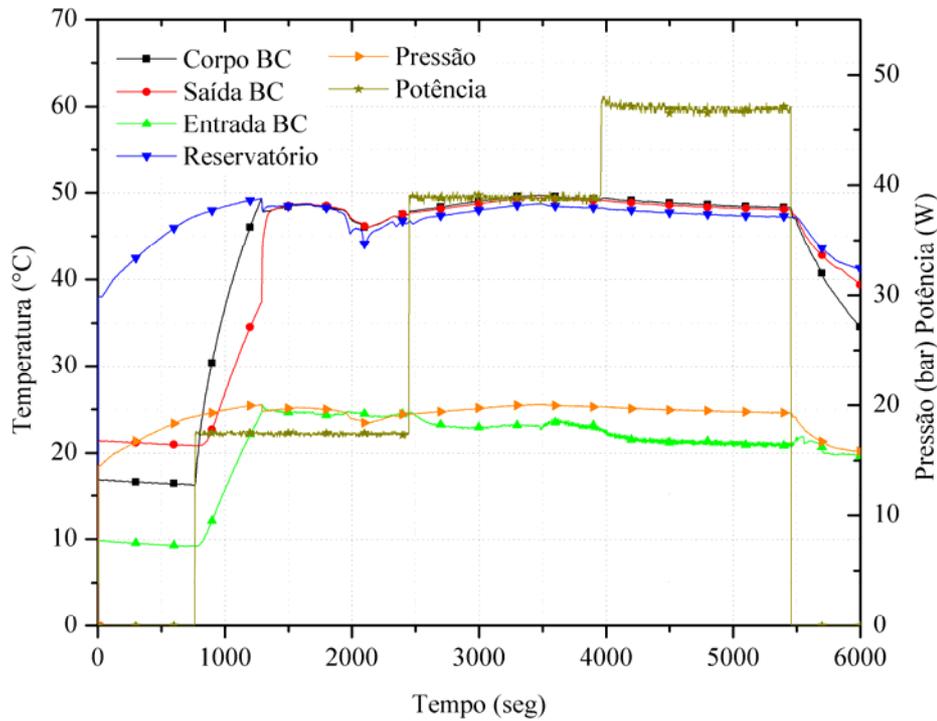


Figura 47 – Comportamento térmico do CPL.

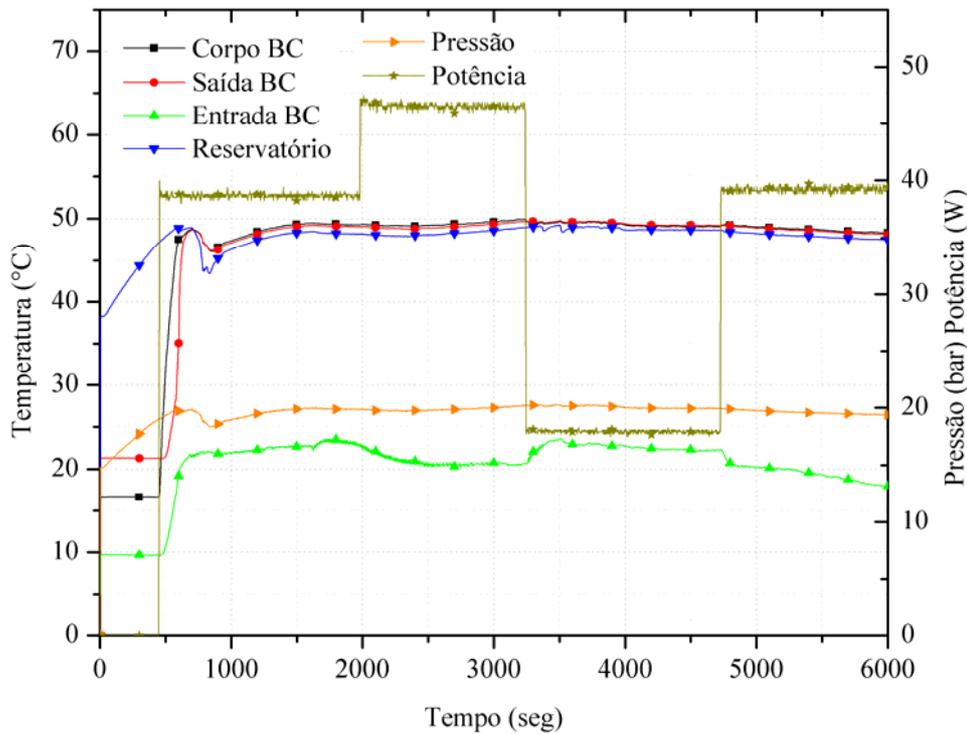


Figura 48 – Teste de variação da carga e histerese.

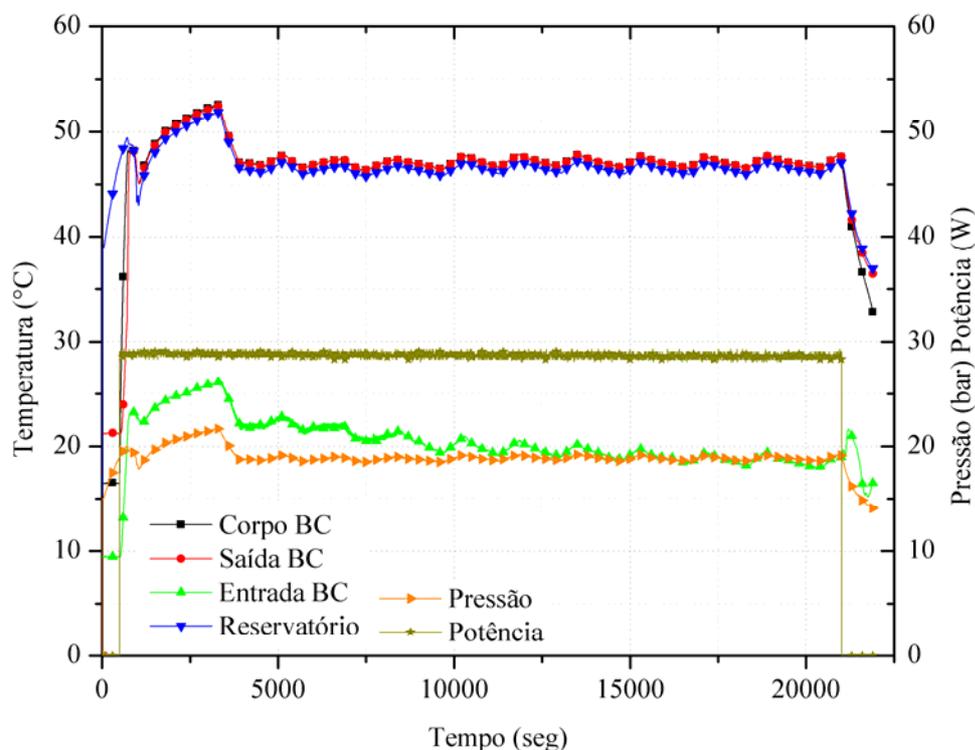


Figura 49 – Teste de regime permanente.

A Figura 48 mostra um teste evidenciando a variação brusca de potência e a histerese do sistema. Nota-se que a partida foi bem sucedida e ocorreu em aproximadamente 8 minutos e que a variação brusca de potência não afetou o sistema a ponto de ocorrer falha no sistema. Pode-se notar que não ocorrem variações de temperaturas em nenhum ponto do sistema. Neste teste o sistema estava operando em temperaturas da ordem de 45°C e o criostato estava programado para -5°C.

Um teste de regime permanente com o sistema pode ser observado na Figura 49, onde o CPL foi colocado a operar com potência moderada durante mais de 6 horas com o reservatório fixado em 45°C e o criostato em -5°C. A variação de temperatura observada na figura é decorrência do trabalho dos termostatos instalados no reservatório para controle da temperatura do sistema. Esses termistores têm uma faixa de operação de $\pm 2^\circ\text{C}$ para liga/desliga da potência.

A Figura 50 mostra um teste de regime permanente com variações de carga ao longo da operação do sistema. O reservatório foi programado para trabalhar em 45°C e o criostato a -5°C. Pode-se observar uma pequena variação entre a temperatura do reservatório e da bomba capilar em torno de 3°C. O sistema respondeu muito bem aos níveis de potência aplicada. A histerese do sistema também foi baixa quando comparada com valores obtidos anteriormente (Camargo,

1999), onde variações de até 20 °C entre a subida e descida dos valores de potência foram observados. Novamente uma partida rápida e bem sucedida pôde ser observada.

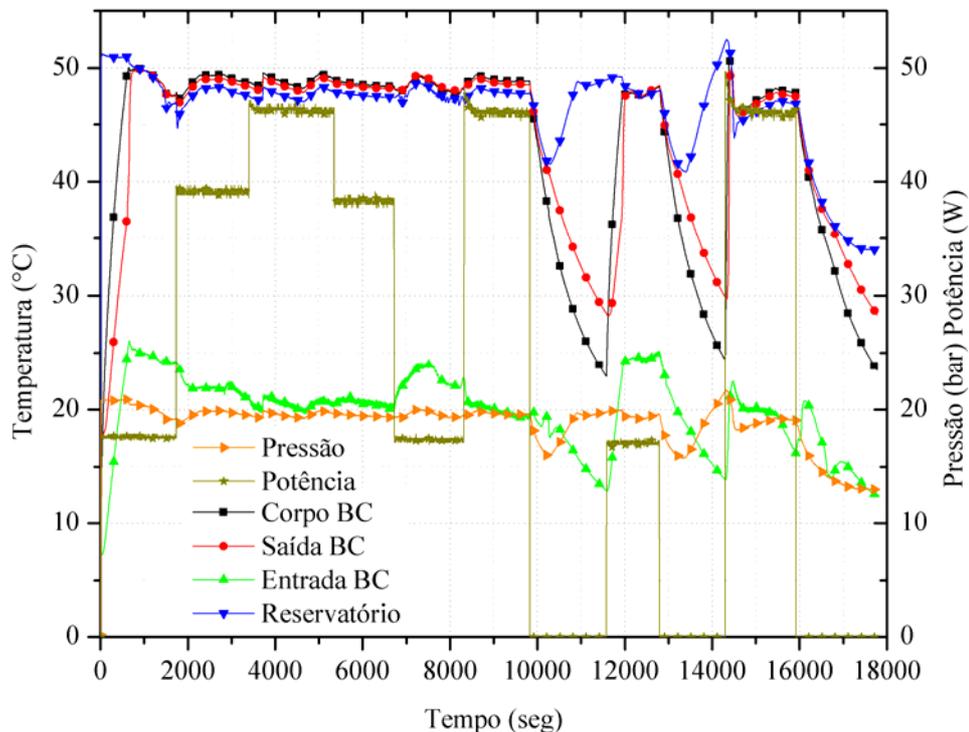


Figura 50 – Teste de variação da carga e regime permanente.

4.4.3 Aço Inoxidável

No mesmo circuito em que foram rodados os testes com as bombas de ranhuras circunferenciais, foram rodados também os testes com bombas de elementos porosos de aço inoxidável, níquel sinterizado e polietileno. Os testes abaixo mostram o comportamento da bomba de aço inoxidável utilizando amônia como fluido de trabalho. O criostato durante todo o experimento esteve em uma temperatura constante de -5°C. Essa bomba possuía uma pressão de bombeamento capilar de 17335 ± 505 Pa e uma resistência de $10,15 \pm 1\Omega$ estava instalada no evaporador. Os testes indicam que o fluxo de calor transferido chegou a $3,15$ W/cm² (31.500 W/m²). Novamente esse valor não pode ser ultrapassado devido a uma limitação da fonte de potência utilizada.

Do mesmo modo que em bombas de ranhuras circunferenciais, as bombas de aço inoxidável revelaram ser sensíveis à variação da temperatura de saturação em relação à

temperatura ambiente. Reduzindo a temperatura do reservatório, a pressão no interior do CPL diminui e a temperatura necessária para o fluido entrar em ebulição desce na mesma proporção. Isso faz com que menos calor flua pela tubulação, a ponto de elevar a temperatura na entrada da bomba e causar o colapso. Com o aumento da temperatura do reservatório este efeito é reduzido. No teste mostrado na Figura 51, a elevação da temperatura do reservatório de 20 para 35 °C viabilizou a partida da bomba capilar. Temperaturas inferiores a 35°C inviabilizaram o início de operação.

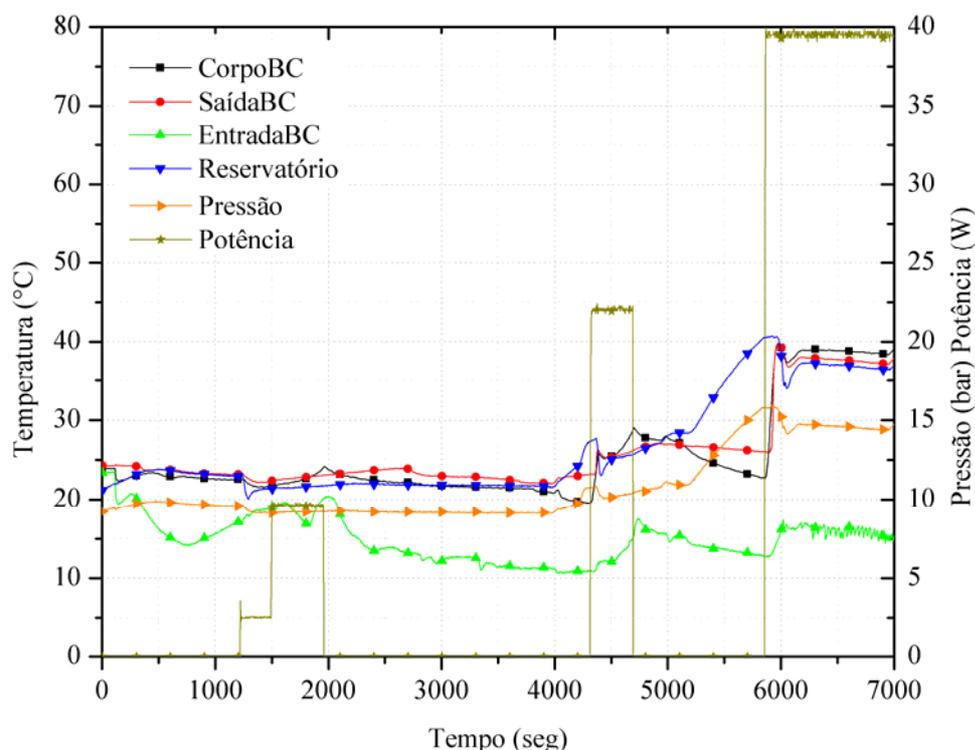


Figura 51 – Variação na temperatura de saturação.

Diversos testes para medir o limite capilar da bomba de aço inoxidável foram realizados com relativo sucesso, usando amônia como fluido de trabalho. No teste mostrado na Figura 52, foram aplicadas potências escalonadas de 30, 50, 80, 50 e 30 W. A bomba funcionou satisfatoriamente em todos os níveis de potência. Ao retornar da potência de 80 para 50 W (tempo – 4500 segundos), observa-se que o efeito de histerese é pequeno. A pequena diferença de temperaturas verificada para a potência de 50 W, se deve ao fato da bomba capilar não ter chegado ao seu limite capilar e o menisco de evaporação ainda se encontrar na superfície do elemento poroso. Caso a bomba já tivesse atingido o seu limite capilar ou de ebulição, a frente de evaporação teria entrado no elemento poroso e a recuperação da bomba não se daria de forma equilibrada como ocorreu neste teste.

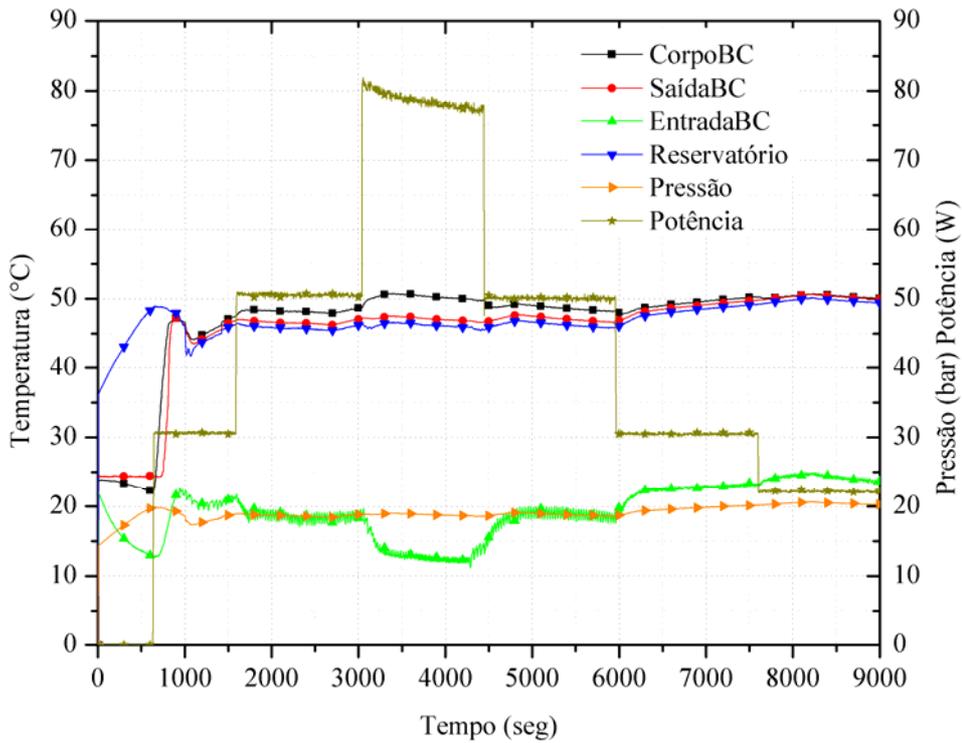


Figura 52 – Comportamento térmico para potências escalonadas.

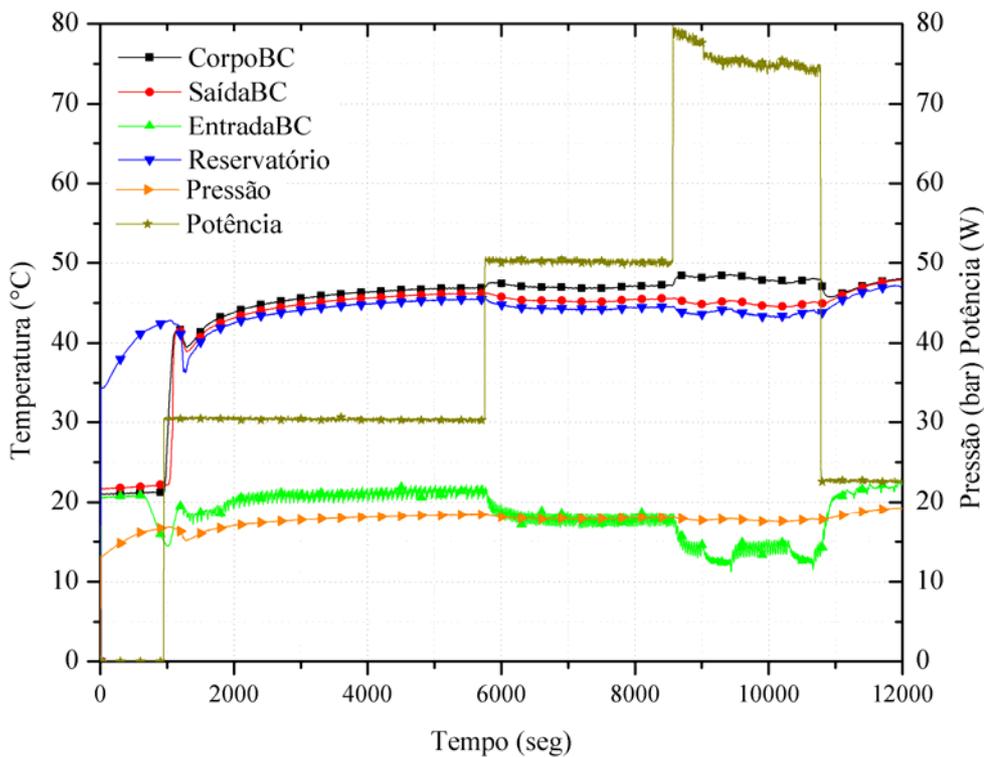


Figura 53 – Repetibilidade no comportamento térmico do CPL.

Novo teste com a mesma bomba capilar foi realizado, conforme pode ser visto na Figura 53. Neste teste, a partida do sistema foi bem sucedida e ocorreu, assim como na maioria dos testes em 9 minutos aproximadamente. Nota-se que conforme a potência é escalonada, a diferença de temperatura entre corpo da bomba capilar e reservatório aumenta até aproximadamente 3°C. Esse fato pode estar associado com a entrada da frente de evaporação no elemento poroso, aumentando a resistência térmica e a diferença de temperatura. Essa diferença de temperatura encontrada é normal e não inviabiliza o funcionamento da bomba capilar. A redução da potência aplicada fez com que essa frente retornasse para a superfície externa do elemento poroso, como pode ser percebido pela redução da diferença de temperatura.

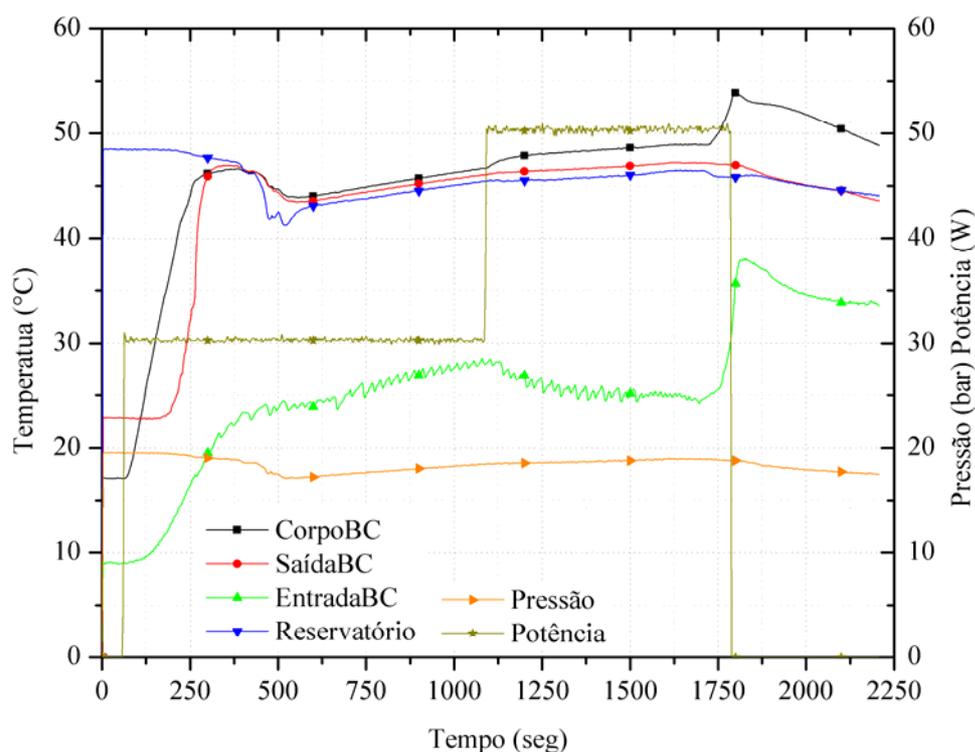


Figura 54 – Aquecimento do líquido na entrada da bomba capilar.

Novo teste foi realizado para potências de 30 e 50 W, com o propósito de avaliar os problemas associados ao aquecimento da tubulação de entrada da bomba capilar, conforme mostra a Figura 54. Há uma tendência forte ao aquecimento da tubulação e do líquido na entrada da bomba capilar. O aquecimento é tanto maior quanto maior for o diâmetro da linha de líquido, uma vez que as velocidades na entrada da bomba são reduzidas favorecendo o aquecimento do fluido através da tubulação mesmo com subresfriamento do líquido no condensador. De acordo com a concepção de projeto do CPL, a fuga de calor pode ser significativamente maior, a ponto

de aumentar a temperatura do líquido e provocar evaporação indesejada no canal de alimentação da bomba capilar. A fuga de calor sensível pelo elemento poroso e pela tubulação deve ser prevenida para garantir um bom funcionamento do sistema. A diferença dos resultados dos testes mostrados nas Figura 53 e Figura 54 é basicamente a refrigeração do canal de entrada da bomba capilar. Esse subresfriamento é realizado com o auxílio de uma mangueira conectada ao criostato que controla o condensador e o subresfriador. Nos testes da Figura 53 o resfriamento do canal de entrada da bomba capilar estava presente e nos testes da Figura 54 não houve esse resfriamento do canal de entrada da bomba capilar. Esse fato confirma que o colapso que ocorreu na bomba capilar do teste da Figura 45 estava ligado com a fuga de calor sensível para o canal de entrada da bomba capilar, causando um aquecimento indesejado do líquido ali presente.

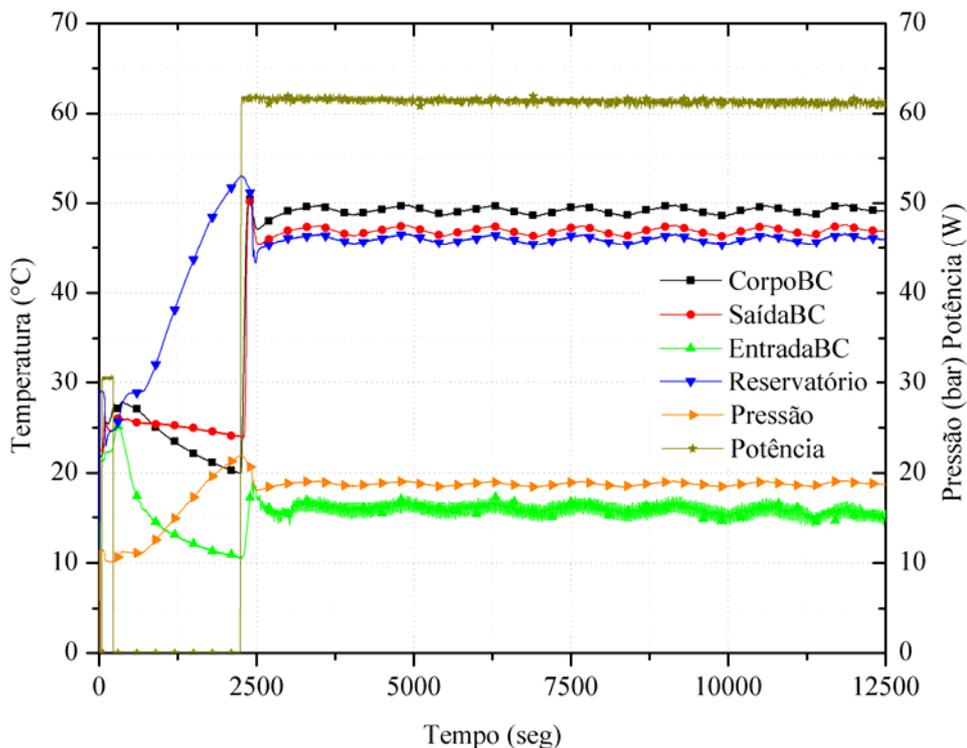


Figura 55 – Comportamento térmico de partida e regime permanente.

Finalmente, dois testes complementares foram realizados considerando as potências de partida de 60 e 80 W, conforme mostrado nas Figura 55 e Figura 56, respectivamente. No primeiro teste, o sistema foi deixado operando por aproximadamente 4 horas. A oscilação de temperaturas ao longo do teste é devido ao controle da temperatura por parte dos termistores instalados no reservatório. Neste teste o funcionamento da bancada de testes foi satisfatório e será utilizado como parâmetro de comparação para os cálculos teóricos realizados no presente

trabalho. No teste da Figura 56, uma potência maior foi aplicada ao sistema e o mesmo foi deixado operar por mais ou menos duas horas. Novamente o sistema teve um bom desempenho. Após esse intervalo de tempo, a potência foi reduzida e a temperatura de entrada da bomba capilar subiu, normalmente, mas o sistema não conseguiu manter essa diferença de temperaturas entre entrada e saída do evaporador, fazendo com que o sistema ameaçasse entrar em colapso. O colapso foi evitado através do desligamento da potência aplicada. Esse aumento de temperatura ocorrido naturalmente (vide termodinâmica), pode ter secado a entrada da bomba capilar, indicando a existência de um limite mínimo para a aplicação de potência no sistema. Esse limite mínimo ocorre mais evidente em sistemas que reduzem a sua potência. Quando o sistema entra em operação esse limite mínimo pode não aparecer devido a baixa temperatura de todo o sistema. Quando já em operação, todo o sistema se encontra em uma temperatura mais elevada, e o aumento da temperatura na entrada do canal da bomba capilar pode ser suficiente para ultrapassar a temperatura de operação, secar o canal de entrada e colapsar o sistema. Portanto, a temperatura de entrada do sistema é um bom parâmetro para prever eventuais colapsos.

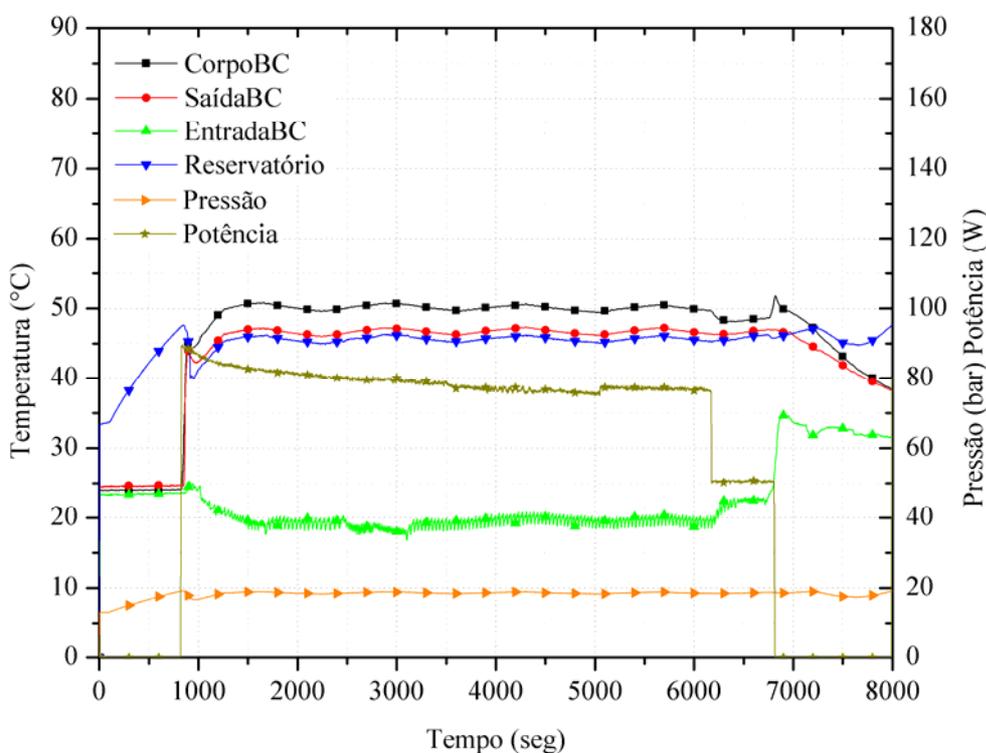


Figura 56 – Comportamento térmico de partida e regime permanente.

4.4.4 Material Cerâmico Sinterizado

Testes com bombas capilares de elemento poroso cerâmico foram conduzidos de maneira semelhante aos testes anteriores. O criostato mais uma vez foi fixado em -5°C . A resistência colocada para gerar o calor transportado era de $10,15 \pm 1 \Omega$ e a pressão de bombeamento capilar medida com o teste de bolhas ultrapassou os 25 kPa.

A Figura 57 mostra um teste de partida onde o reservatório estava fixado em 45°C . Pode-se notar claramente em comparação com todos os outros testes realizados que o tempo necessário para a partida do sistema foi bem mais longo, possivelmente devido a um efeito térmico resultante da baixa condutividade térmica do material e em todos os testes realizados há uma clara redução da pressão e da temperatura logo que o sistema começa a se movimentar. Outro fato interessante de ser notado nos testes com as bombas de elemento poroso cerâmico é que a temperatura superficial do evaporador sobe com o passar dos testes revelando que a frente de vapor pode estar entrando no elemento poroso e não se mantendo na superfície como em todos os outros testes realizados.

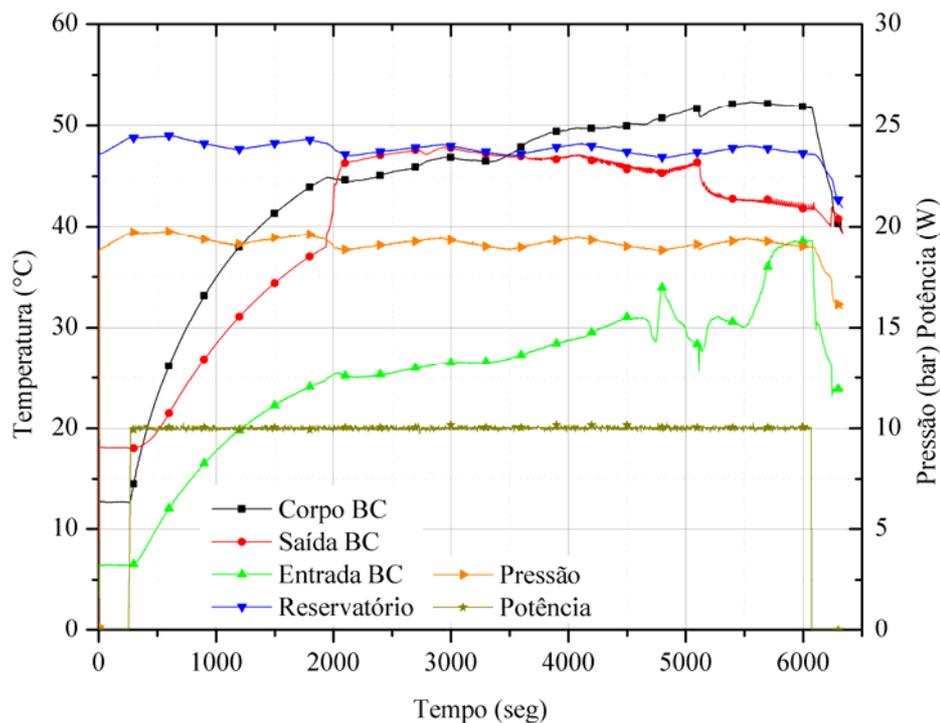


Figura 57 – Teste de partida.

A Figura 58 mostra um teste de regime permanente do sistema carregado com amônia. A elevação da temperatura do corpo do evaporador e da sua temperatura de entrada é claramente observada com o passar do tempo, até uma relativa estabilidade alcançada com três horas de experimento. Novamente pode-se notar uma redução na pressão e na temperatura após o demorado início de operação, quase 20 minutos. Também pode ser notada uma variação na pressão do sistema e na temperatura do reservatório devido ao termostato ligar e desligar com uma diferença de temperatura de $\pm 2^{\circ}\text{C}$.

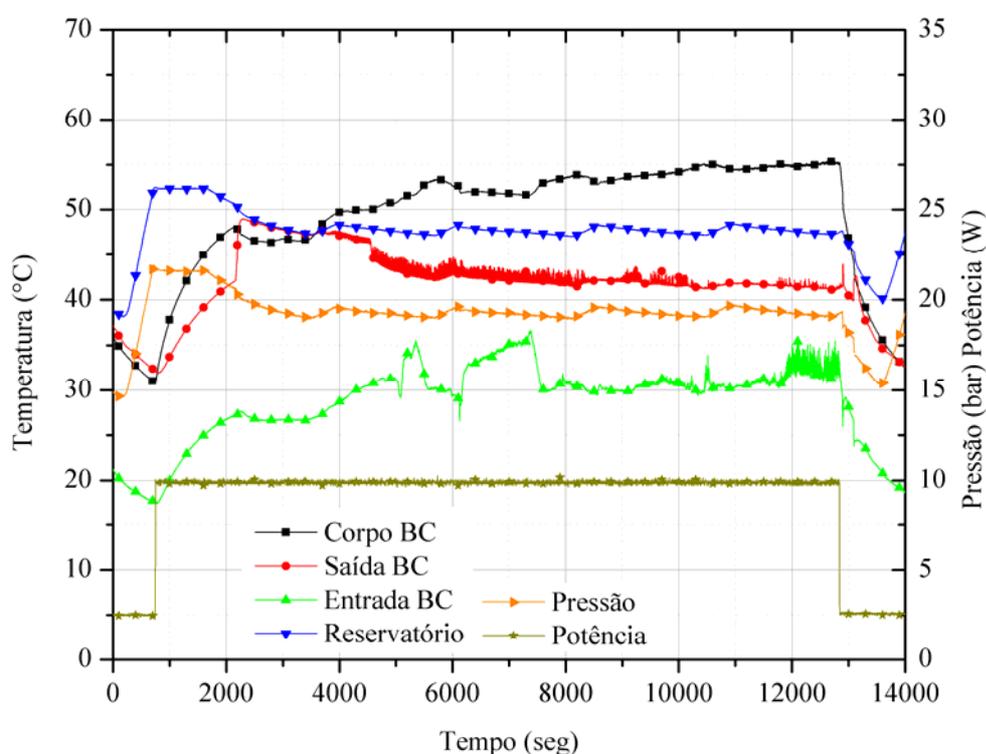


Figura 58 – Teste de regime permanente.

A Figura 59 mostra um teste de limite capilar e histerese da bomba de elemento cerâmico. Diferentemente de todos os outros testes realizados, a bomba chegou a um limite capilar utilizando amônia como fluido de trabalho. Pode-se ver claramente que após um patamar de potência aplicado, as temperaturas superficiais e da entrada do evaporador subiram repentinamente, significando que o limite capilar da bomba foi alcançado. Este valor de potência está próximo de 20 W, ou seja, com esta bomba de cerâmica o valor do fluxo de calor transportado está em torno de $0,7 \text{ W/cm}^2$ (7.000 W/m^2), bem abaixo do esperado para esse tipo de bomba capilar, ainda mais com uma pressão de bombeamento capilar na casa dos 25 kPa. Esse fato está relacionado com a permeabilidade do material cerâmico sinterizado, que é a menor

dentre todos os testados até o momento e também a sua condutividade térmica. Com baixa condutividade térmica, há um grande gradiente térmico entre o corpo da bomba capilar e o reservatório, fazendo com que calor fuja pela tubulação para a entrada do evaporador aquecendo o fluido de trabalho e bloqueando a passagem de líquido frio para o elemento poroso. Uma acentuada histerese também foi notada após a redução de potência, onde as temperaturas ficaram bem acima do patamar operacional antes da elevação do calor transportado. Outro ponto interessante de ser notado nesta figura é que há uma potência mínima para início do funcionamento do sistema. Com potências abaixo de 10 W o sistema não inicia a operação.

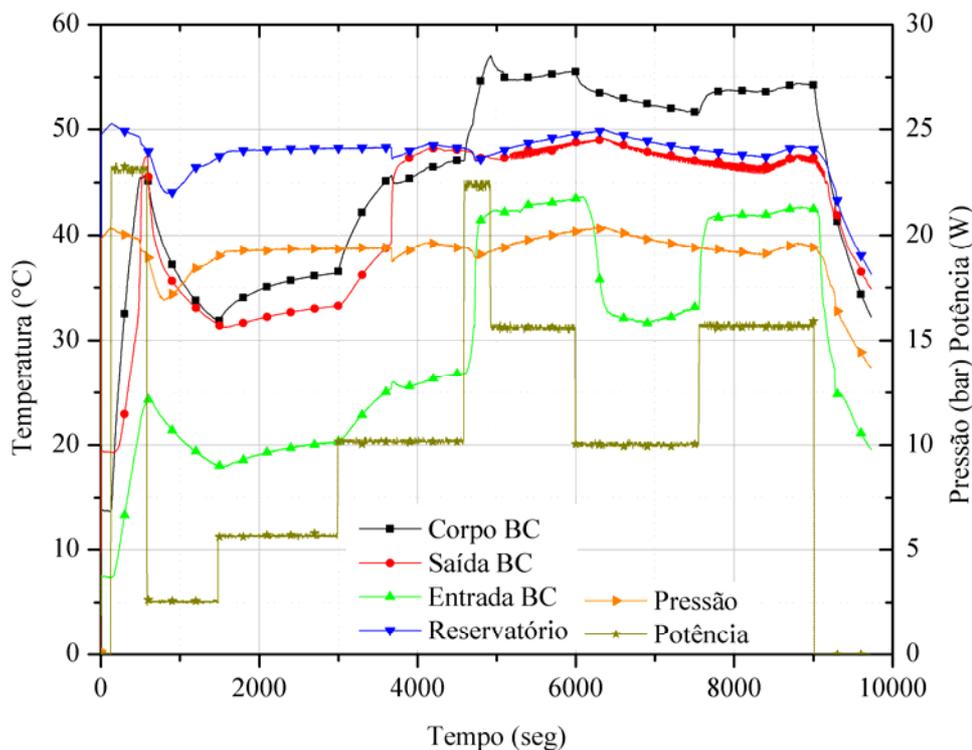


Figura 59 – Teste de limite capilar e histerese.

A Figura 60 mostra o comportamento do sistema em operação por 7 horas. Neste teste foram feitos patamares de potências entre 0, 10 e 15W. Com o sistema funcionando estável em 10W, foi realizado um patamar de 15W. Com este acréscimo de potência o sistema entrou em colapso. Retornando ao patamar anterior, o sistema conseguiu retornar ao seu funcionamento sem apresentar histerese visível. Um novo patamar foi realizado e novamente o sistema chegou ao colapso. Desta vez a potência foi reduzida a 0W por certo período de tempo. Iniciando novamente o procedimento de partida do sistema, notou-se que a tendência do CPL é de

funcionar com uma grande diferença de temperatura entre o evaporador e o reservatório, próxima de 15°C.

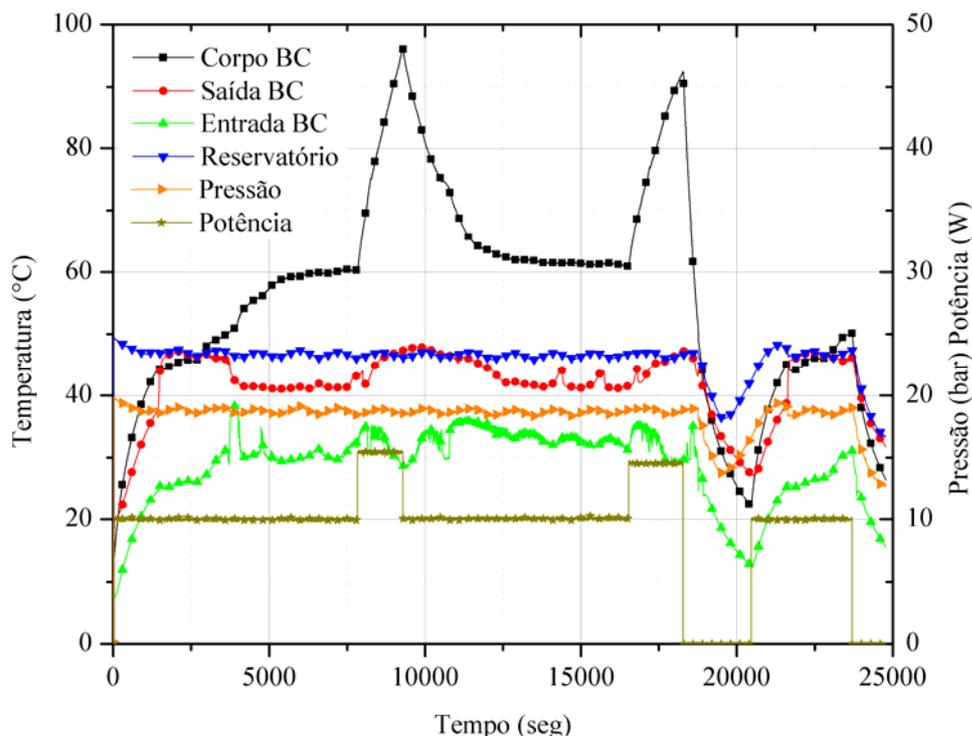


Figura 60 – Teste de limite capilar e reativação.

4.4.5 Polietileno

Para comparação com as demais bombas testadas neste trabalho, um elemento de polietileno foi utilizado como elemento poroso das últimas bombas capilares testadas. O polietileno é o mais comum material poroso utilizado na construção de sistemas bifásicos para aplicação espacial. A pressão de bombeamento capilar da bomba testada era de 3090 ± 90 Pa e a resistência elétrica utilizada nos testes era de $11,54 \pm 1 \Omega$.

O gráfico da Figura 61 mostra o comportamento do sistema para variações bruscas de potência aplicada. Em todos os testes pôde-se notar uma nítida partida do sistema, com o aumento da pressão do sistema e da temperatura superficial da bomba capilar. Após a partida que levou em média cinco a sete minutos, tanto a pressão como as temperaturas superficiais caíram rapidamente, retomando seu valor médio, de acordo com a regulagem do reservatório. Pode-se notar que a temperatura da entrada da bomba capilar reagiu de maneira esperada ao aumento e a redução da potência aplicada. Nos testes, o criostato foi regulado para operar em -5°C .

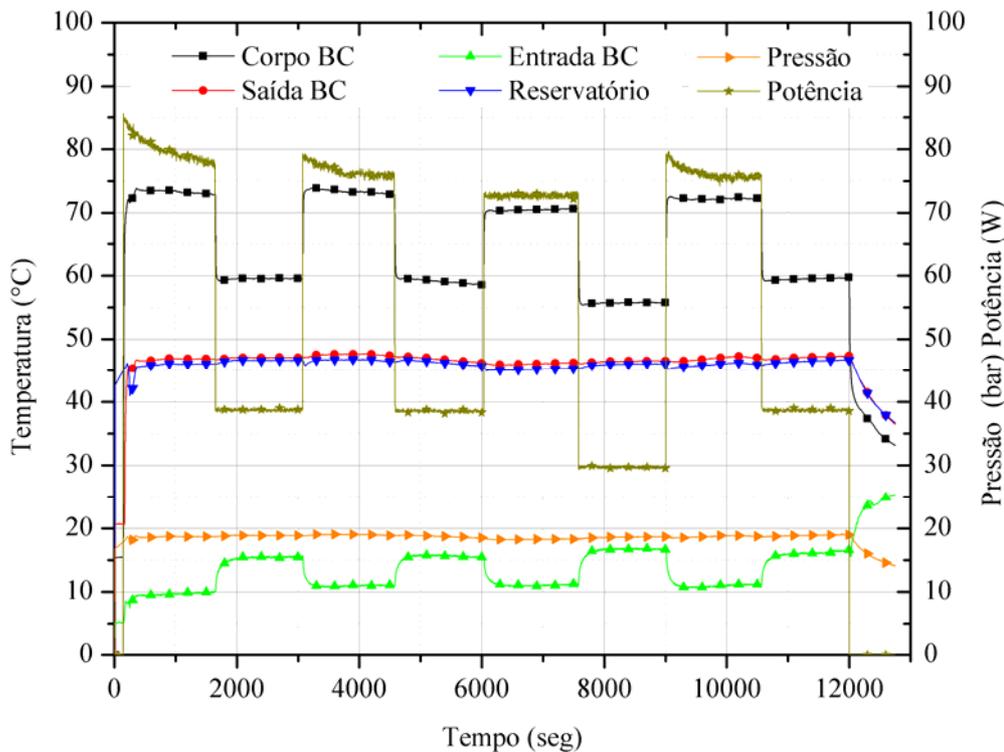


Figura 61 – Variações bruscas de potência.

No teste representado pela Figura 62 uma seqüência de degraus de potência foi aplicado ao sistema. Novamente pode ser notado o início de operação com o aumento brusco de temperatura superficial e pressão do circuito. Nota-se uma grande diferença de temperaturas entre o evaporador e o reservatório, mas essa diferença não corresponde à diferença real entre o evaporador e o reservatório. Prova disto é que a temperatura do vapor na saída da bomba capilar é constante, o que denota que o termopar estava sendo influenciado pela resistência colocada na bomba capilar. Oscilações de temperatura não foram notadas nestes testes contrariamente aos testes realizados com a montagem invertida, apresentada a seguir.

Um teste de regime permanente pode ser visualizado na Figura 63. O sistema foi deixado funcionando por mais de seis horas com a mesma potência aplicada e com a mesma regulagem do reservatório e do condensador. A inicialização do sistema é claramente percebida com a elevação da temperatura superficial da bomba capilar e da pressão do circuito. A ligeira elevação das temperaturas no final do teste é decorrente de um aquecimento da temperatura ambiente, que influenciou a temperatura do reservatório. Como resultado final os testes foram considerados satisfatórios com diferenças entre evaporador e reservatório de aproximadamente 5°C. A resposta do sistema como um todo a qualquer variação de potência foi rápida.

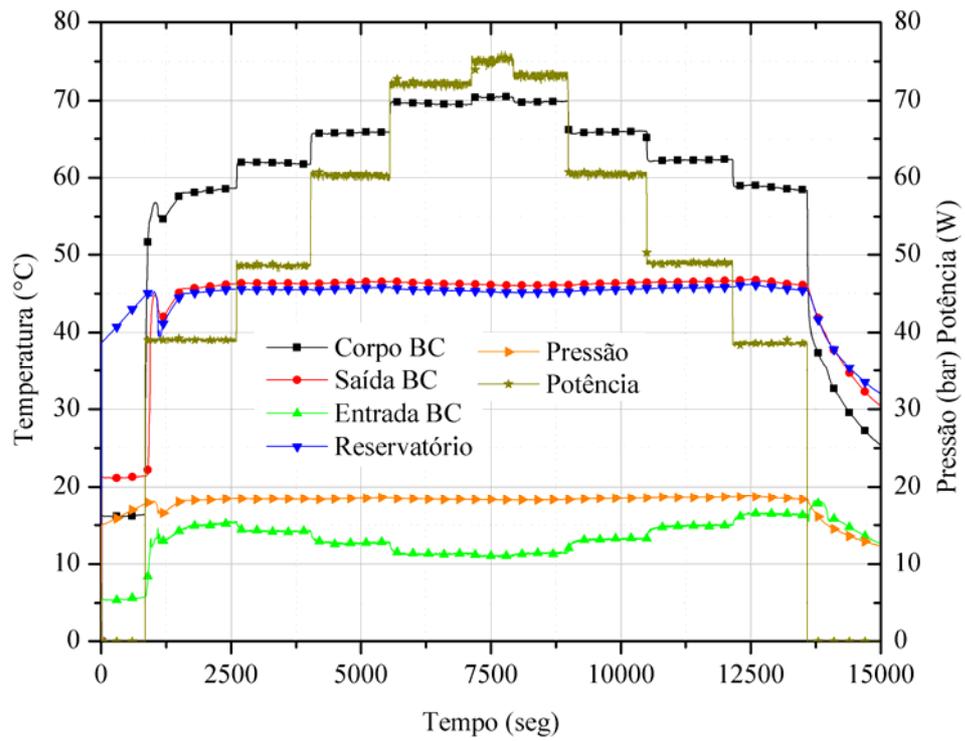


Figura 62 – Variação de carga térmica e histerese.

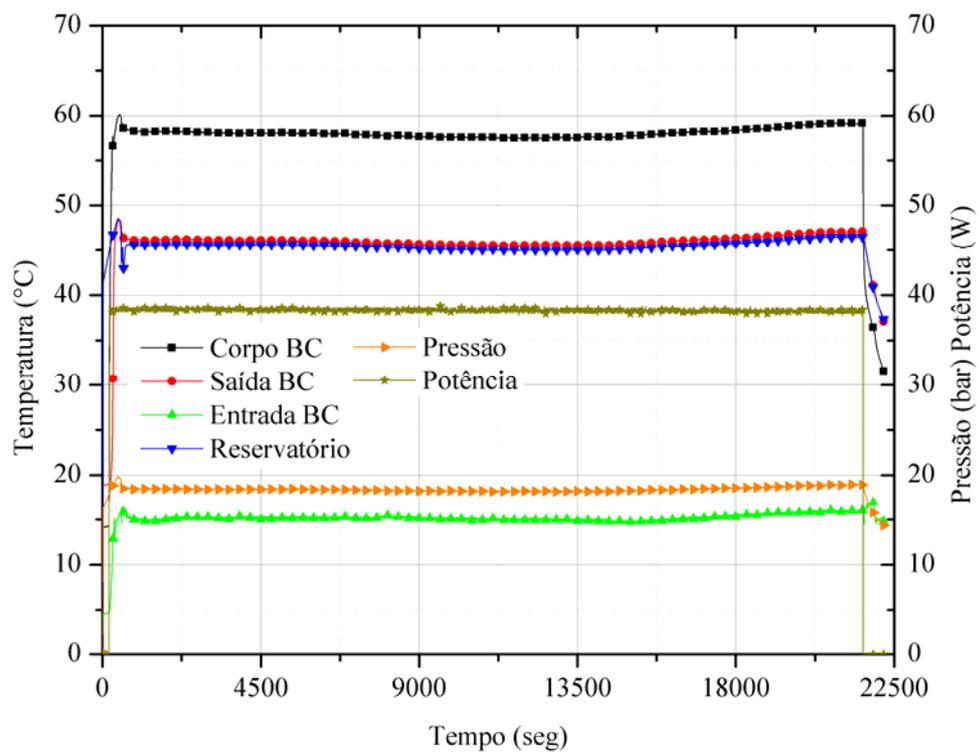


Figura 63 – Regime permanente.

Os testes com bombas capilares de polietileno foram executados em duas bancadas semelhantes. Em uma destas bancadas, por descuido, a bomba foi montada invertida, com a sua entrada posicionada para o canal de vapor do circuito e a sua saída para o canal de líquido. Esse fato fez com que o reservatório perdesse a sua função, visto que o sistema estava operando no sentido oposto ao que deveria funcionar. Aproveitando-se desse fato, testes foram realizados para verificar o seu funcionamento operando nesta posição invertida. Nos testes invertidos o criostato estava funcionando em -10°C e o fluido de trabalho era a amônia.

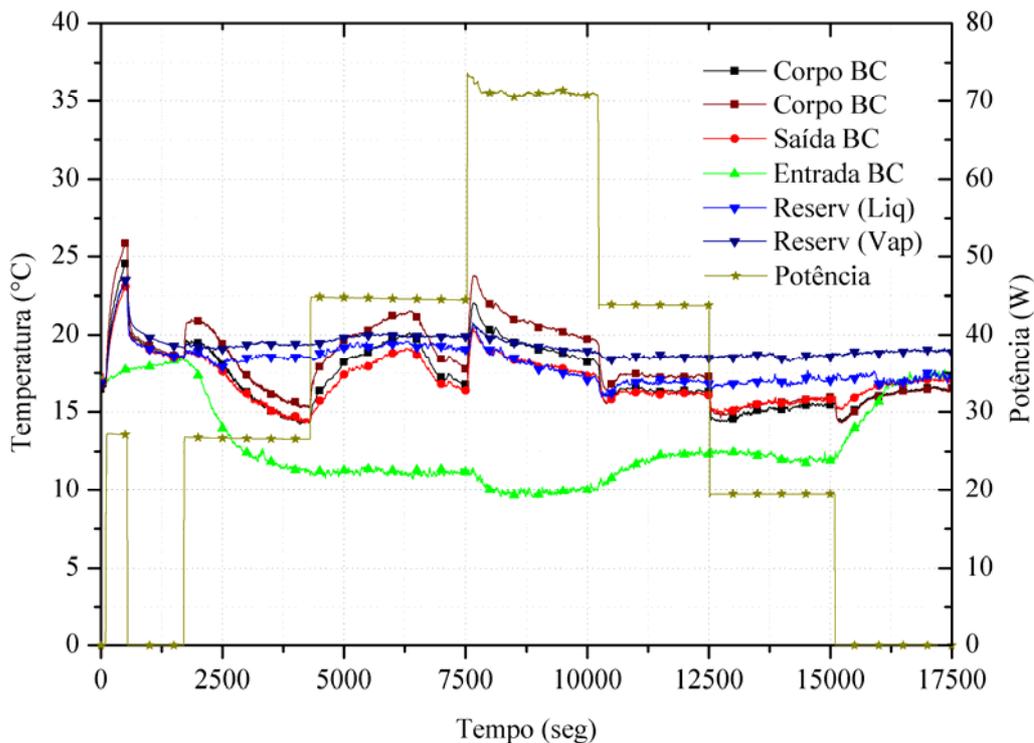


Figura 64 – Teste de variação de potência.

Com a bomba invertida não se tem um parâmetro conhecido para análise do sistema. No sistema invertido o reservatório perde a sua função de regular a temperatura e a pressão do sistema, atuando como um sistema de condutância variável, gerando as oscilações em todas as temperaturas. Mas aparentemente em todos os testes a bomba teve êxito. A temperatura do reservatório foi regulada em 20°C aproximadamente, mas conforme se aplicava calor na bomba capilar vapor forçava o reservatório a aumentar a pressão já que o líquido não poderia retornar para o seu interior. Na Figura 64 tem-se um teste de limite capilar da bomba instalada. Novamente a fonte de potência chegou ao seu limite antes da bomba capilar. Somente com potências acima de 50 W as temperaturas superficiais da bomba capilar ficavam acima das

temperaturas do reservatório. Quando se operava com potências mais baixas, a temperatura oscilava bastante, mas sempre com valores abaixo da temperatura do reservatório.

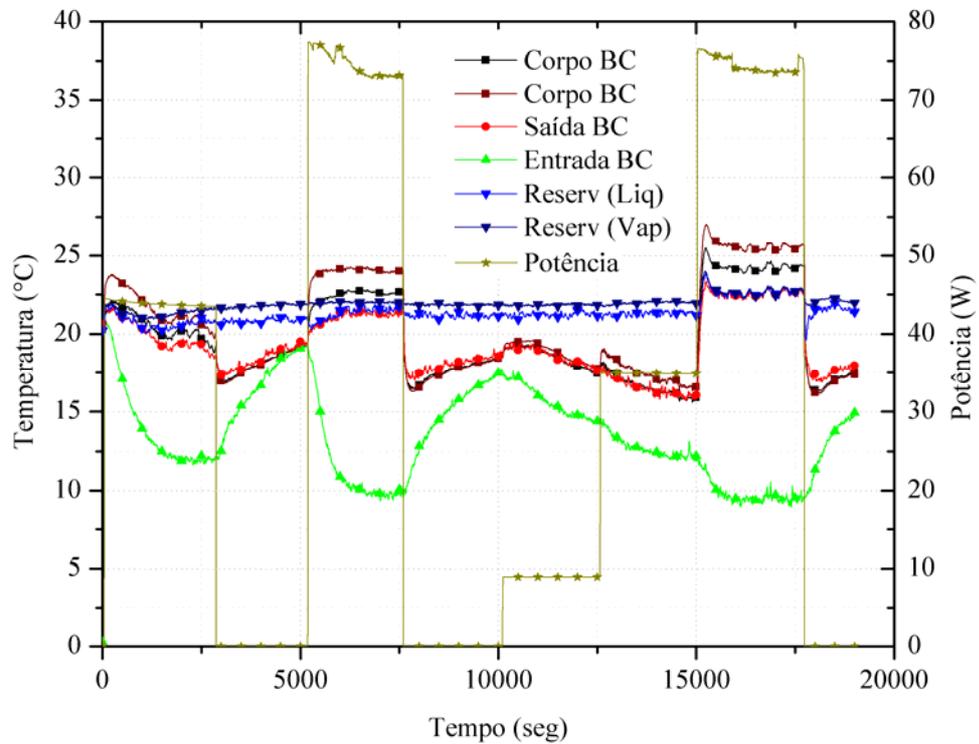


Figura 65 – Teste de limite capilar e variações bruscas de potência.

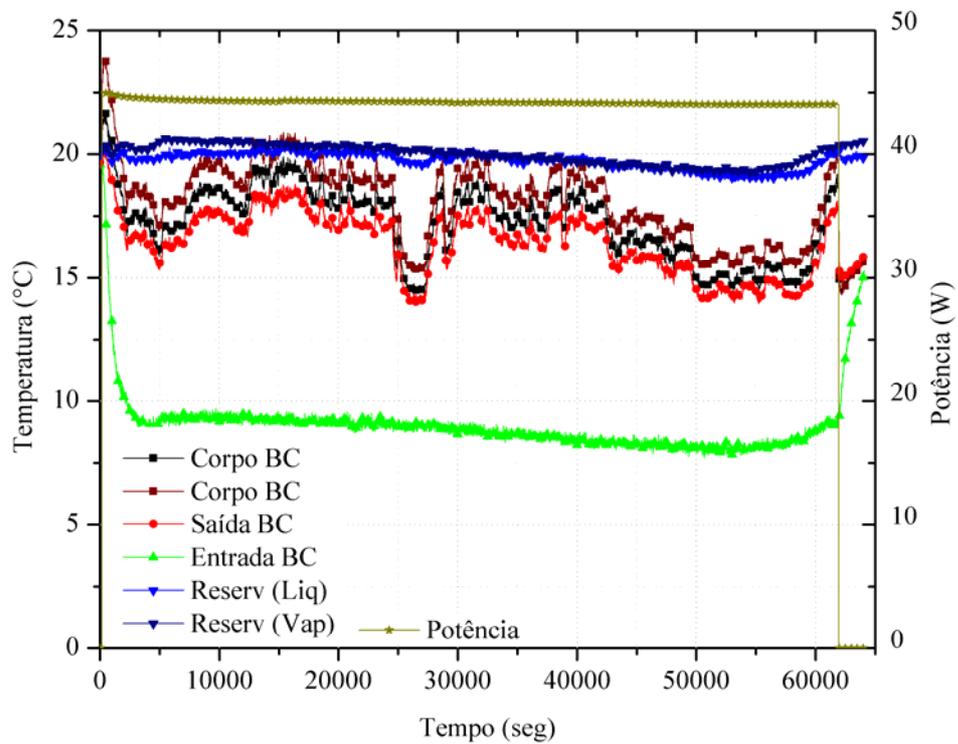


Figura 66 – Teste de regime permanente.

Na Figura 65 tem-se um teste que mostra a variação brusca de potência aplicada no evaporador e um novo teste de limite capilar. Pode-se notar que a resposta do sistema é similar ao gráfico anterior com as temperaturas somente ultrapassando a temperatura do reservatório após os 50 W. Na Figura 66 tem-se um teste de regime permanente, onde o sistema foi deixado operar por 17 horas. Também se pode notar a grande oscilação das temperaturas.

4.5 Comparação entre os Diversos Tipos de Bombas Capilares

Uma análise final entre os diversos tipos de bombas capilares é realizada, observando novamente os dados obtidos das análises micrográficas das bombas estudadas. Do ponto de vista da capacidade de bombeamento capilar, a Tabela 6 indica o material cerâmico como melhor elemento poroso para confecção de bombas capilares. Porém, a baixa permeabilidade do material compromete o desempenho da bomba capilar. Para viabilizar seu uso, a permeabilidade deverá ser necessariamente maior, no mínimo de uma ordem de grandeza.

A Figura 67 mostra as diferenças encontradas entre os valores teóricos e reais das pressões de bombeamento capilar das diversas bombas montadas e testadas em bancada experimental. Os valores teóricos se referem ao resultado calculado de acordo com a equação de Young – Laplace e os valores experimentais aos pontos medidos em laboratório com a utilização de uma bancada para testes de bolhas (ver Anexo II – Bancada Experimental: Descrição Detalhada, Procedimentos de Limpeza, Vácuo e Carregamento). Os melhores resultados em termos de montagem foram obtidos com a bomba de ranhuras circunferenciais e com a bomba de elemento poroso de aço inoxidável. Todos os testes de bolhas foram realizados com acetona. A Figura 68 mostra o comportamento térmico de todas as bombas investigadas em condição similar de operação. Pode-se notar uma variação das temperaturas superficiais em relação à temperatura do reservatório no decorrer do teste. Esse efeito é ocasionado pelo posicionamento do termopar em relação à resistência e não influencia o resultado do teste. O teste só é interrompido quando a temperatura superficial aumenta bruscamente, sem a aplicação de calor adicional, indicando a secagem do elemento capilar. A Figura 69 mostra o comportamento térmico e temperaturas superficiais das bombas capilares. A mesma curva é mostrada com detalhes na Figura 70. São mais estáveis as temperaturas correspondentes aos testes com níquel e aço inoxidável. A Figura 71 mostra também a curva de temperatura do reservatório. Pode-se notar claramente que a bomba de níquel possui o menor gradiente térmico, seguidas pelas bombas de aço inoxidável,

polietileno e cerâmica. A bomba de ranhuras circunferenciais também possui gradiente relativamente pequeno em relação ao reservatório. Em termos gerais, todas as temperaturas são estáveis e apresentam pequenas oscilações nos resultados.

Tabela 6 – Resumo das bombas testadas.

Bomba Capilar	Fluxo de Calor (W/cm ²)	Pressão Bombeamento Capilar Real (kPa)	Pressão Bombeamento Capilar Teórica (kPa)	Porosidade (%)	Diâmetro de Poros (µm)	Condutividade Térmica (W/mK)	Permeabilidade (m ²)	Difusividade Térmica (m ² /s)	Efusividade Térmica (Ws ^{1/2} /m ² K)
Ranhura Circunferencial	2,70*** (27.000)	1,135	1,289	13,5*	33,0	NA	1,5*10 ⁻¹⁰	9,71*10 ⁻⁵	24046,98
Níquel Sinterizado	3,15*** (31.500)	12,985	42,556	55,1 IM 49,3 AI	1,0	31,9**	8,6*10 ⁻¹⁴	1,65*10 ⁻⁵	7838,72
Aço Inoxidável Sinterizado	3,15*** (31.500)	17,335	21,278	42,2 IM 42,9 AI	2,0	8,5**	5,3*10 ⁻¹⁴	4,95*10 ⁻⁶	3819,16
Cerâmica Sinterizada	0,70*** (7.000)	24,900	70,926	50,4 IM 44,5AI	0,6	6,1**	3,3*10 ⁻¹⁵	3,84*10 ⁻⁶	3112,40
Polietileno	3,00*** (30.000)	3,090	4,255	26,5 AI	10,0	NR	2,6*10 ⁻¹³	2,94*10 ⁻⁶	215,58

Fonte: Reimbrecht, 2004, Chi, 1976, Faghri, 1995 e Vick, 2005

IM – Intrusão de Mercúrio AI – Análise de Imagens

NA – Não Aplicado

NR – Não Realizado testes para obtenção do valor

* Calculado com base geométrica puramente comparativa

** Valores puramente comparativos

*** Valores entre parênteses em W/m²

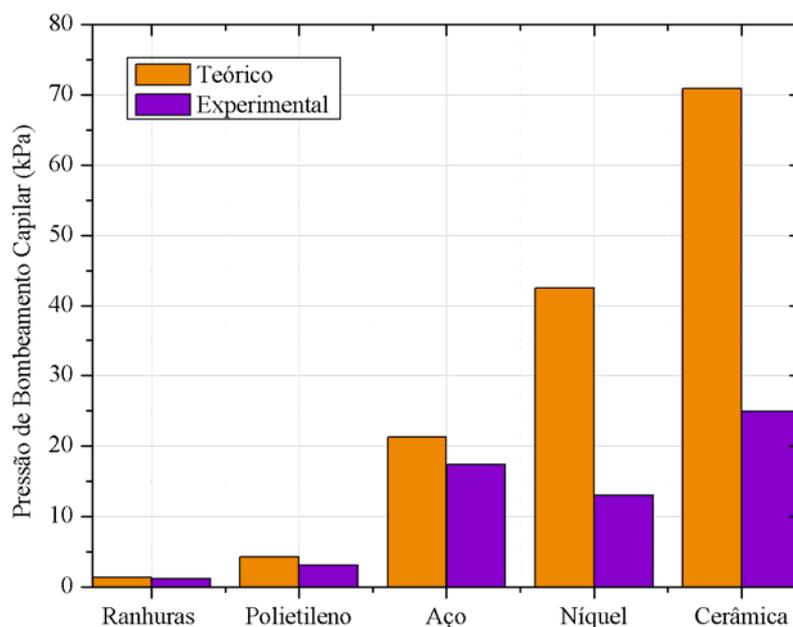


Figura 67 – Pressão de bombeamento capilar calculada e medida para diferentes bombas (Acetona).

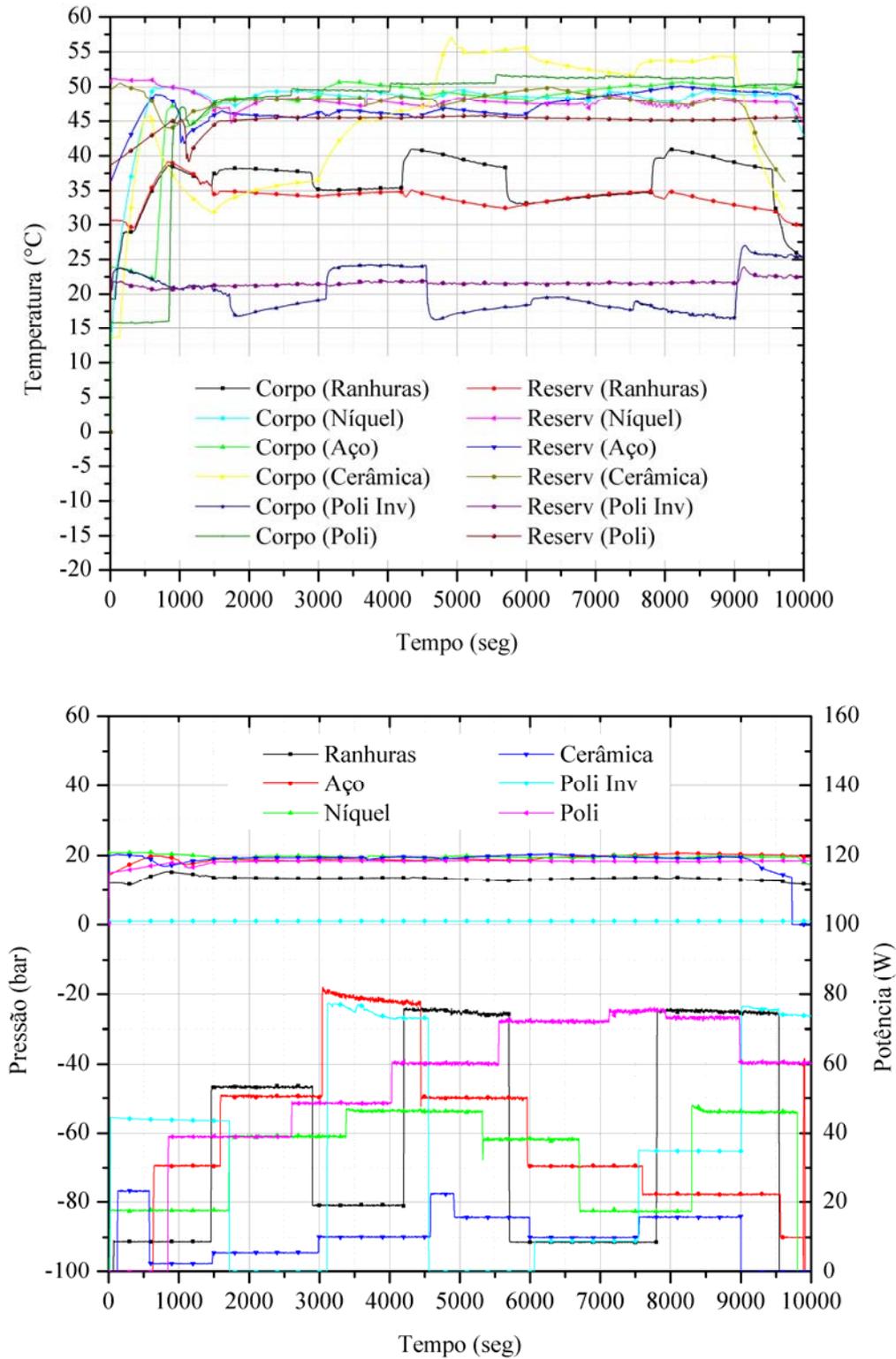


Figura 68 – Comportamento térmico das diversas bombas capilares testadas com vários níveis de potência (Amônia).

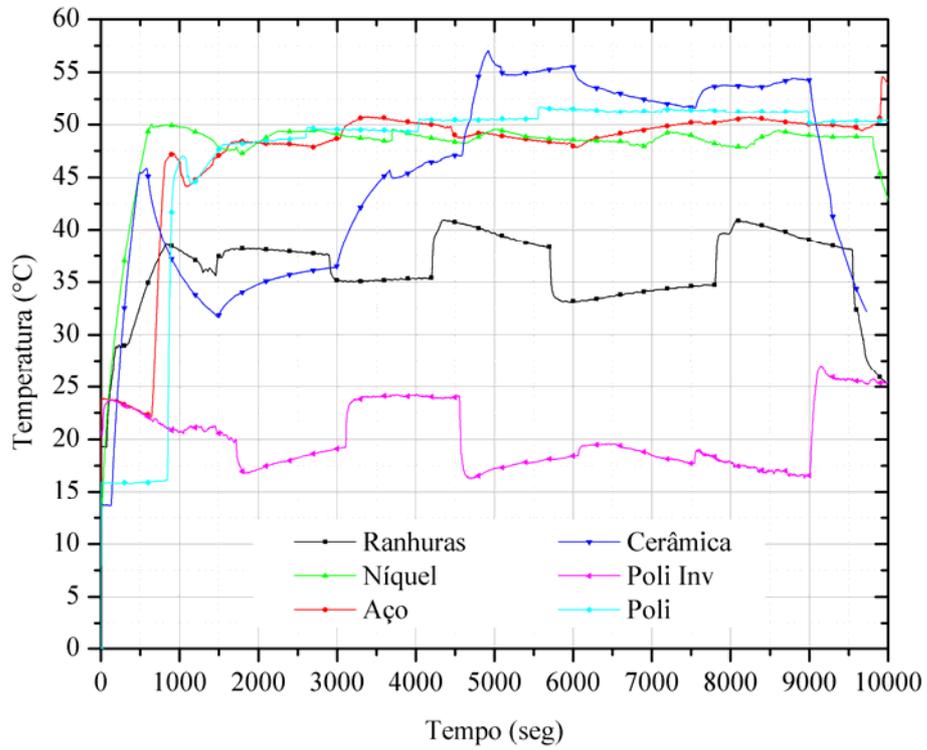


Figura 69 – Comportamento térmico mostrando perfil de temperaturas superficial das diversas bombas capilares.

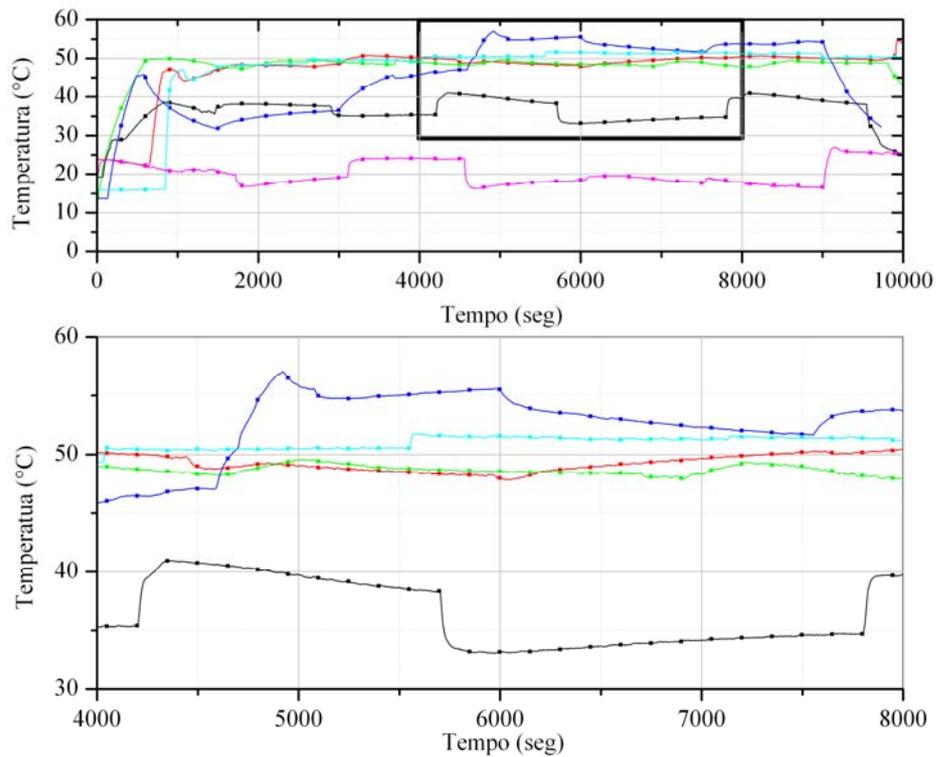


Figura 70 – Detalhe da variação do perfil de temperaturas superficiais ao longo dos testes.

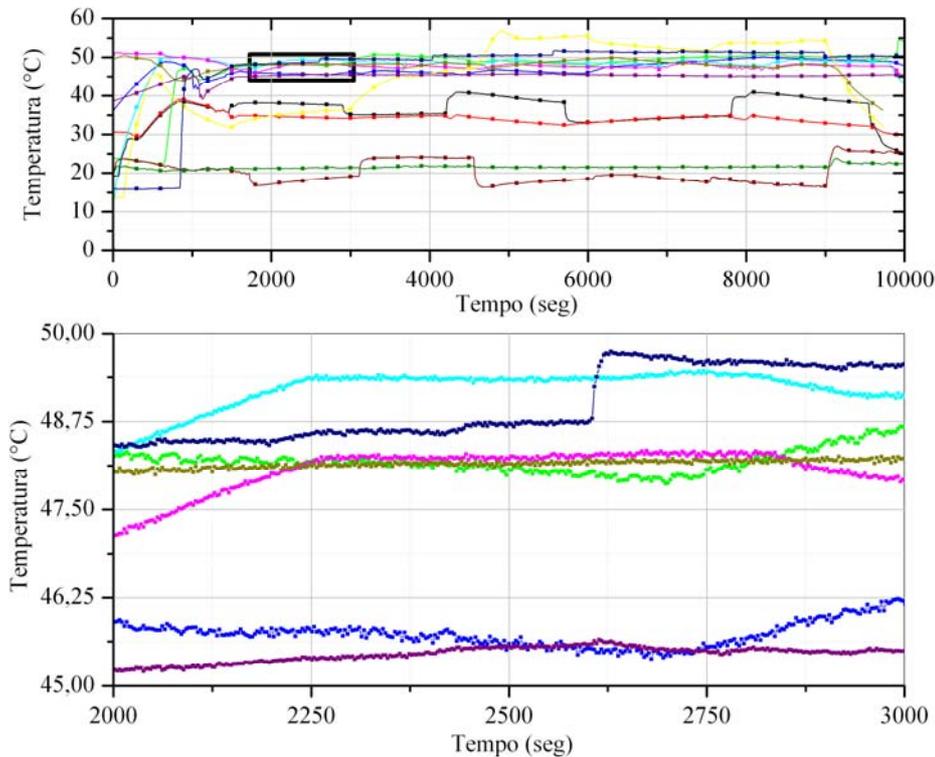


Figura 71 – Detalhe do comportamento térmico relativo aos perfis de temperaturas do reservatório e corpo das bombas capilares.

4.6 Análise Conclusiva dos Resultados

Concluindo a análise de todos os resultados apresentados, a melhor bomba capilar é aquela construída com um elemento poroso de aço inoxidável. Fluxo de calor de $3,15 \text{ W/cm}^2$ (31.500 W/m^2) foi alcançado com amônia como fluido de trabalho. Valores maiores poderiam ser alcançados com a troca da fonte de potência. As bombas de aço tiveram alguns problemas com o início de operação. As bombas de aço inoxidável apresentaram uma maior sensibilidade à proximidade da temperatura ambiente no controle do reservatório, necessitando de elevados gradientes no reservatório para funcionarem adequadamente. Diferente do que se esperava, as bombas de aço apresentaram uma pequena histerese em relação à variação da potência aplicada. Estudos anteriores tinham identificado valores bem maiores. Novos estudos necessitam ser realizados para uma melhor comprovação dos resultados obtidos.

Bombas de polietileno também foram testadas nas bancadas de laboratório e tiveram um melhor desempenho em comparação com as bombas de aço inoxidável. Valores maiores de potência poderiam ser alcançados. Taxas de transferência de calor da ordem de 3 W/cm^2 (30.000

W/m²) também foram alcançadas com as bombas testadas. A bomba de polietileno apresentou um comportamento estável em operação de longa duração ficando operacional por mais de 20 horas sem a ocorrência de problemas com flutuações de temperatura superficial. Novos testes também devem ser realizados com a bomba para obter uma maior quantidade e repetibilidade de resultados.

As bombas de níquel sinterizado apresentaram resultado satisfatório com uma taxa de transferência de calor também da ordem de 3,15 W/cm² (31.500 W/m²). Valores ainda maiores poderiam ter sido alcançados com novos equipamentos de controle. As bombas de níquel possuem um coeficiente de condução de calor maior que os das bombas de aço inoxidável e cerâmica, mas possui uma permeabilidade menor. As bombas não tiveram muitos problemas de partida e foram consideradas adequadas para uso em sistemas de bombeamento capilar.

Os elementos porosos de material cerâmico tiveram um desempenho abaixo do esperado. Seu menor diâmetro de poros, alta capacidade de bombeamento capilar e baixo coeficiente de condução térmica foram insuficientes para possibilitar um melhor resultado nos testes. O fator predominante nos testes foi a baixa permeabilidade do material frente aos demais elementos testados. Com uma ordem de grandeza de diferença, a baixa permeabilidade do material fez com que pequena quantidade de calor pudesse ser transportada, apenas 0,7 W/cm² (7.000 W/m²). Novas pesquisas devem priorizar o processo de fabricação focando a permeabilidade do material.

O projeto FBM está em fase de conclusão e à espera da definição do veículo lançador do satélite, uma vez que as previsões anteriores não se confirmaram e devido a problemas externos o lançamento está com data prevista para 2006. Os testes com o CPL do Modelo de Qualificação foram bem sucedidos e seu fluxograma de controle funciona perfeitamente. Devido a um problema durante a soldagem do Modelo de Vôo, os resultados dos testes não foram satisfatórios, ocorrendo falha do sistema em todas as oportunidades. Um novo CPL deverá ser construído em breve e testado exaustivamente antes de ser embarcado para vôo.

Bombas capilares de ranhuras circunferenciais apresentam um comportamento satisfatório tanto na partida quanto em condições de regime permanente. Dependendo da aplicação, acetona ou amônia podem ser usadas como fluido de trabalho. Confirmando resultados teóricos, maiores potências são obtidas com amônia. No caso de acetona, para a bomba capilar testada, fluxos de calor de até 1,3 W/cm² (13.000 W/m²) foram alcançados. No caso de amônia, fluxos de calor superiores a 2,7 W/cm² (27.000 W/m²) foram medidos. Ainda para amônia, valores maiores são esperados, uma vez que os testes não puderam ser realizados até o limite capilar. Ao contrário de bombas capilares de estruturas porosas, em ambos os casos,

não houve problemas de partida, bem como são capazes de retornar à condição normal de operação, em caso de colapso, apenas através da redução da potência aplicada à bomba capilar. Estudos complementares são requeridos para entender o limite de ebulição, uma vez que para baixas temperaturas de operação regulada pelo reservatório, o sistema parou de funcionar.

A modelagem teórica da bancada experimental se apresentou satisfatória, retornando valores de temperaturas e potências aplicadas da mesma faixa das temperaturas medidas em laboratório, sendo, portanto passível de uso para testes em bombas capilares. Novos esforços devem ser realizados no sentido de finalizar todos os passos necessários para um bom fechamento da parte de troca térmica no condensador do sistema e dar continuidade a este trabalho.

Para o futuro estão planejados novos testes com outras configurações de bombas capilares de ranhuras circunferenciais e também de elementos porosos com acetona e amônia como fluido de trabalho. A revisão da modelagem computacional, visando dar continuidade ao estudo, também faz parte dos novos trabalhos, visando fazer com que os circuitos de bombas capilares possam ser utilizados em sistemas de refrigeração de satélites e estações orbitais com robustez e precisão necessária sem que ocorram falhas. Dois testes em condições de microgravidade estão programados para ocorrer em 2006, dando seqüência ao trabalho já iniciado com o projeto FBM e o projeto Microgravidade e novos testes devem ser realizados variando-se a temperatura do reservatório com a finalidade de simular o que acontece no espaço facilitando a análise de provável teste a bordo de vôo suborbital ou na ISS. Outras bancadas didáticas estão sendo construídas para melhor visualização dos fenômenos que ocorrem durante o funcionamento dos sistemas de bombeamento capilar.

5 MODELO TERMODINÂMICO

5.1 Comportamento Termodinâmico e Limites Operacionais

5.1.1 Descrição Básica do Circuito de Bomba Capilar (CPL)

Os circuitos de bombas capilares têm por objetivo principal gerenciar termicamente painéis de componentes eletrônicos, transportando calor para ambientes a temperaturas mais baixas. Há necessidade apenas de pequena potência elétrica para controle do reservatório. A simples instalação de um reservatório permite o controle do inventário de líquido e da pressão de operação do sistema. Isto é, independentemente de variações na carga térmica, a temperatura de operação permanece praticamente constante, ou seja, em regime isotérmico. Em comparação com o tubo de calor, o circuito bifásico é mais flexível, podendo ser montado com tubos de menor diâmetro, envolvendo menor massa estrutural e maior taxa de transferência de calor por longas distâncias, até o limite de sua capacidade de bombeamento capilar. A estrutura capilar é requerida somente no evaporador. As linhas de líquido e de vapor possuem paredes lisas. O condensador pode ser projetado também com tubos lisos e, qualquer que seja a concepção adotada, apresenta perdas de carga equivalentes às de trocadores de calor convencionais.

O evaporador capilar pode ser integrado tanto ao CPL como a um LHP, conforme já mencionado no Capítulo 1. Na Figura 72 são mostrados os esquemas de um LHP (a) e de um CPL (b). Em ambos os casos, o calor entregue ao evaporador é rejeitado no condensador. No caso do LHP, calor é também rejeitado para sub-resfriamento do líquido na câmara de compensação, promovendo a condensação de vapor ali presente.

A concepção e o princípio de funcionamento de um CPL e de um LHP são similares, evidenciando-se algumas diferenças no aspecto construtivo. O CPL dispõe de um reservatório conectado à tubulação localizada à montante do evaporador, controlando a temperatura de operação e modulando o volume de fluido térmico no interior do circuito. No LHP o reservatório

é integrado diretamente ao evaporador, atuando no sentido de manter a estrutura porosa continuamente em contato com líquido, garantindo estabilidade de operação mesmo em condições de variações bruscas de carga. No CPL um único reservatório pode responder por vários evaporadores, possibilitando projetos de potências maiores do que LHP.

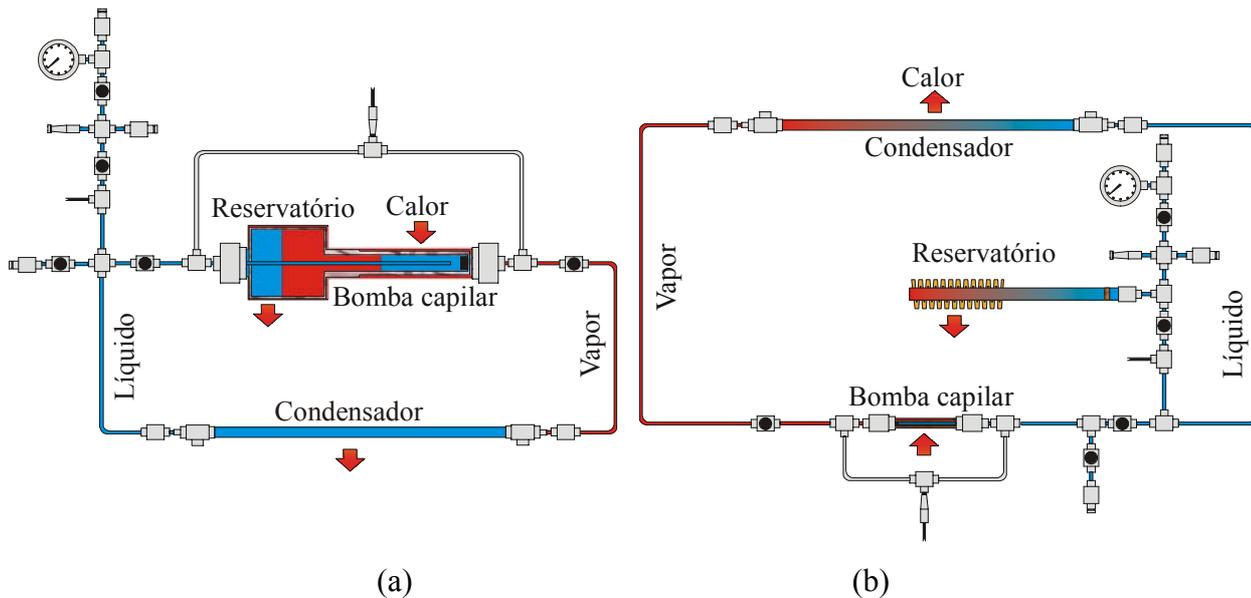


Figura 72 – Circuitos de transferência de calor bifásicos:
(a) LHP, (b) CPL.

A bomba capilar consiste em um tubo ou em uma placa plana associada a uma estrutura capilar, que promova força suficiente para o deslocamento do líquido e do vapor no interior do circuito. Atualmente, as pesquisas estão direcionadas para bombas capilares constituídas por elementos porosos ou tubos com paredes internas circunferencialmente ranhuradas.

Elementos porosos utilizados em sistemas bifásicos possuem capacidade de bombeamento capilar dependente do material com que foi produzido, do tamanho dos poros e da porosidade, podendo chegar a valores de até 100 kPa. A estrutura porosa, além da pressão capilar de bombeamento, é também caracterizada pela sua permeabilidade. Quanto maior a permeabilidade do elemento poroso maior será a facilidade com que o fluido de trabalho escoará através do material poroso. Testes demonstram que apesar de possuir pequenos diâmetros de poros e uma grande pressão de bombeamento capilar, uma baixa permeabilidade conduz a baixas taxas de transferência de calor. Seu princípio de funcionamento consiste na aplicação de calor na superfície exterior da bomba capilar, provocando a evaporação do fluido de trabalho. Líquido proveniente do condensador se desloca pelo elemento poroso, por meio das forças de tensões

superficiais, até o canal de vapor, por onde este é conduzido de volta ao condensador. Exemplos de bombas capilares podem ser vistos nas Figura 73 (a) e (b).

Ranuras circunferenciais podem ser usinadas no interior de tubos lisos, nas condições requeridas para garantir o trabalho de bombeamento do fluido térmico no interior do circuito. A geometria e o espaçamento das ranhuras determinam a capacidade de bombeamento capilar. Testes mostram que a presença de bolhas de vapor ou de NCG não é tão prejudicial quanto nas bombas de elementos porosos (Camargo y Bazzo, 2002). Por outro lado possuem capacidades de bombeamento de até 2 kPa, inferiores aos elementos porosos, visto que suas dimensões são maiores do que o tamanho efetivo de poros encontrados no polietileno, níquel sinterizado e outros materiais utilizados. O princípio de funcionamento é idêntico ao das bombas de elementos porosos.

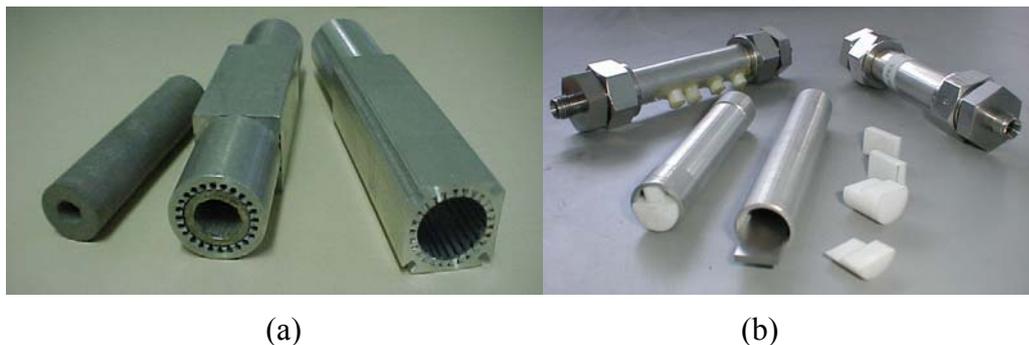


Figura 73 – Bombas capilares:

(a) Bomba capilar de elemento poroso, (b) Bomba capilar de ranhuras circunferenciais.

5.1.2 Limites Operacionais

Conforme descrito anteriormente, os circuitos de bombas capilares são sistemas bifásicos projetados para transferir calor sob pequenas diferenças de temperatura, consistindo basicamente de um ou mais evaporadores capilares, um condensador, um reservatório e linhas para transporte de líquido e de vapor. O fluido de trabalho é circulado por ação das forças de tensão superficial desenvolvidas nas bombas capilares instaladas nos evaporadores. Ao receber calor na estrutura capilar, o líquido evapora e se desloca ao longo das linhas de vapor, de volta ao condensador. Uma maior ou menor força de tensão superficial vai depender da estrutura capilar e da escolha do fluido de trabalho.

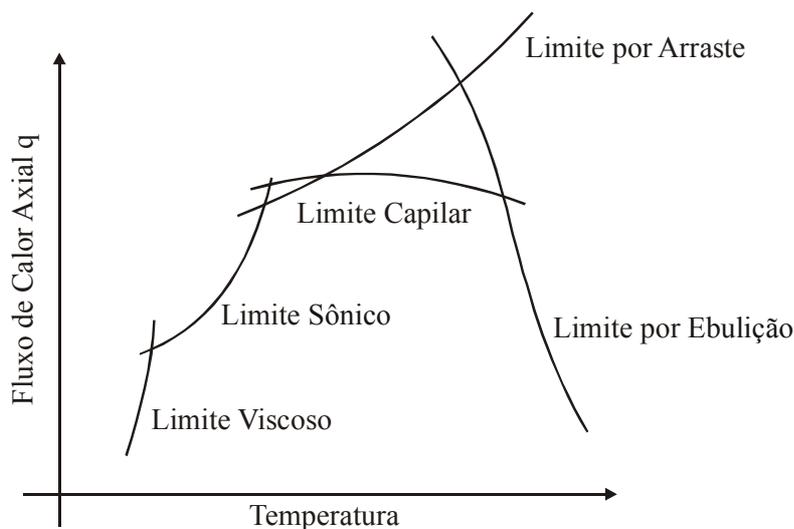


Figura 74 – Limites operacionais em tubos de calor (Chi, 1976).

Os sistemas de bombeamento capilar possuem restrições quanto à potência aplicada. Dependendo da potência requerida, o sistema pode ter sua operação comprometida devido a limitações diversas associadas ao comportamento termodinâmico e processo de escoamento e transferência de calor na bomba capilar. Os diversos trabalhos na literatura (Chi, 1976; Dunn and Reay, 1994; Faghri, 1995) tem se concentrado basicamente na avaliação dos limites operacionais de tubos de calor. Os limites mais comuns são apresentados para tubos de calor na Figura 74 (Chi, 1976). Estudos associados aos limites por arraste, limite sônico, limite viscoso e, mesmo, o limite de ebulição têm sido divulgados apenas para tubos de calor. Para bombas capilares, são mais importantes o limite capilar e o limite de ebulição.

O limite capilar está relacionado com a perda de carga no circuito. A pressão desenvolvida pelos meniscos (pressão de bombeamento capilar) sustenta a perda de carga gerada pelo escoamento ao longo do circuito. Este escoamento está diretamente relacionado com o fluxo de calor imposto à bomba capilar. O máximo fluxo de massa que a pressão capilar pode sustentar corresponde a um fluxo de calor máximo que está relacionado ao limite capilar. Qualquer tentativa de exceder esse valor irá secar a região do evaporador e elevar rapidamente a temperatura na parede do evaporador.

De acordo com a equação de Young-Laplace (Carey, 1992), a máxima pressão de bombeamento capilar é dada por:

$$\Delta p_c = \frac{2\sigma \cos(\theta)}{r_c} \quad (3)$$

onde: Δp_c = Máxima pressão de bombeamento capilar;

σ = Tensão superficial do líquido refrigerante;

r_c = Raio efetivo de capilaridade;

θ = Ângulo entre o menisco e a estrutura capilar.

O limite de ebulição está relacionado com o fluxo de calor radial e capacidade de evaporação da bomba capilar. Por um lado, uma parte do fluxo de calor radial pode se deslocar como calor sensível diretamente para o canal de líquido, aumentando demasiadamente sua temperatura, a ponto de gerar bolhas e bloquear o retorno de líquido do condensador. Por outro lado, dependendo das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho e tamanho de poros, a evaporação pode ocorrer no interior do elemento poroso e as bolhas formadas podem migrar para o interior do canal de alimentação, impedindo o deslocamento do líquido para a frente de evaporação. Uma ebulição acentuada pode secar o evaporador, levando o sistema ao colapso. Esse colapso está relacionado com o limite de ebulição do sistema. Estudo teórico/experimental, recentemente realizado (Heinen, 2003), sustenta que o limite operacional relacionado à ebulição no canal de alimentação corresponde a um limite de potência mínima aplicada, enquanto outros limites operacionais, inclusive o de ebulição no interior do elemento, poroso correspondem a um valor máximo para a potência aplicada.

Os elementos porosos, geralmente constituídos de polímero poroso ou de metal sinterizado, têm a capacidade de transferência de calor e bombeamento capilar determinada pela porosidade e pelo tamanho efetivo de poro. A distribuição e o tamanho efetivo de poros dependem do tipo de material e da tecnologia empregada para sinterização do material. Polietileno, disponível comercialmente, apresenta porosidades na faixa de 40 a 50% e tamanho efetivo de poros na faixa de 10 a 20 μm , correspondendo a pressões de bombeamento capilar de até 3 kPa.

Já é possível a produção de elementos de material cerâmico e/ou metálicos com poros na faixa de 0,3 a 12 μm , viabilizando o uso de evaporadores com capacidade de bombeamento de até 50 kPa, para materiais metálicos, ou 100 kPa no caso de material cerâmico (Reimbrecht, 2004). Estruturas capilares de paredes micro-ranhuradas têm sido utilizadas com pressões de bombeamento capilar de até 2 kPa.

5.1.3 Formulação Termodinâmica

Diversos trabalhos consideram essencialmente a primeira lei da termodinâmica e obtêm resultados relacionados com o desempenho térmico, limite capilar e limite de ebulição em sistemas de bombeamento capilar. Recentemente, Heinen (2003) apresentou análise termodinâmica detalhada, com foco voltado para o comportamento térmico de estruturas porosas, avaliando a influência nos limites operacionais do nível de subresfriamento do líquido na entrada da bomba capilar, do diâmetro mínimo requerido para o canal de líquido, tamanho de poros e condutividade térmica do elemento poroso. Estas conclusões são atualmente utilizadas no projeto de novas bombas capilares.

Do ponto de vista da segunda lei da termodinâmica, trabalho recente foi publicado por Khalkhali et al. (1999), buscando identificar geração de entropia durante a operação de tubos de calor.

Neste trabalho, o objetivo principal da análise referente à segunda lei da termodinâmica é quantificar e localizar as irreversibilidades do sistema associadas ao escoamento e ao processo de transferência de calor em bombas capilares, visando, aumentar o rendimento do sistema térmico. Para sistemas de bombas capilares, a geração de entropia e as irreversibilidades são causadas principalmente por três fatores:

- (1) Diferenças de temperatura no evaporador e no condensador;
- (2) Perdas de carga devido ao atrito viscosos do escoamento do fluido;
- (3) Perdas de calor nas linhas de transporte de líquido e de vapor.

As seguintes hipóteses são assumidas:

- (a) Escoamento em regime permanente;
- (b) Escoamento em regime de Darcy;
- (c) Dissipação viscosa negligenciada nas linhas de transporte;
- (d) Linhas de transporte de líquido e de vapor isoladas.

5.1.3.1 Geração de entropia devido à diferença de temperatura entre o vapor e os reservatórios externos

De acordo com o estabelecido pela desigualdade de Clausius (Van Wylen et al., 1998), para qualquer sistema fechado executando um ciclo termodinâmico, vale o corolário:

$$\oint \frac{\partial Q}{T} \leq 0 \quad (4)$$

onde o sinal de igualdade é somente verdadeiro para ciclos reversíveis e o sinal de desigualdade para ciclos com irreversibilidades. Na condição de ciclo reversível, a integral cíclica independe do caminho, caracterizando-se, portanto, como uma propriedade termodinâmica definida como entropia do sistema, identificada por:

$$dS \equiv \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_{REV} \quad (5)$$

Integrando entre dois estados 1 e 2,

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\partial Q}{T} \right)_{REV} \quad (6)$$

Finalmente, para ciclos que apresentam irreversibilidades,

$$S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\partial Q}{T} \quad (7)$$

Em termos gerais, considerando o aumento de entropia no sistema, pode-se escrever:

$$dS = \frac{\partial Q}{T} + S_{gen} \quad (8)$$

onde S_{gen} representa a geração de entropia no processo devido às irreversibilidades no sistema. Multiplicando-se ambos os termos da equação (8) por T_{∞} , tem-se:

$$T_{\infty}.dS = \frac{T_{\infty}}{T} \partial Q + T_{\infty}.S_{gen} \quad (9)$$

Finalmente, define-se:

$$I = T_{\infty}.S_{gen} \quad (10)$$

onde I representa a irreversibilidade do sistema em J .

Para cálculos térmicos, considera-se o CPL estudado em laboratório e mostrado na Figura 75.

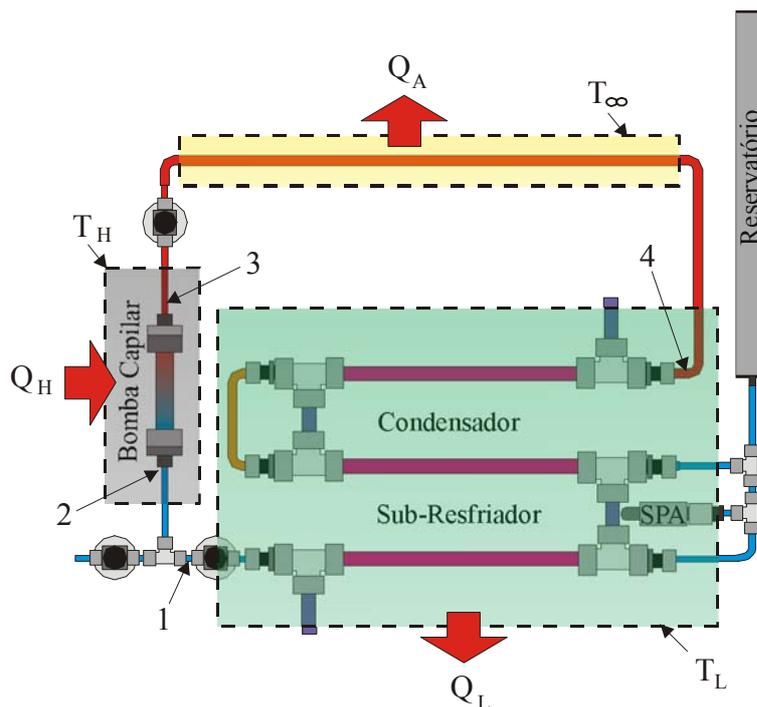


Figura 75 – Esquema de um CPL em operação.

O diagrama T - s que representa o ciclo térmico é mostrado na Figura 76, onde o ponto 1 se refere ao estado termodinâmico do líquido na saída do condensador, o ponto 2 ao estado termodinâmico do líquido na interface do elemento porosos com as ranhuras da bomba capilar, o ponto 3 à saída do vapor gerado na bomba capilar e o ponto 4 ao vapor na entrada do condensador. O acréscimo de pressão entre os pontos 1 e 2 correspondem à pressão de

bombeamento capilar descontada as perdas de carga do líquido para se deslocar do condensador até a interface do elemento poroso com as ranhuras da bomba capilar. O trabalho requerido para bombeamento capilar é relativamente pequeno e desconsiderado para efeito de análise nos cálculos que se sucedem.

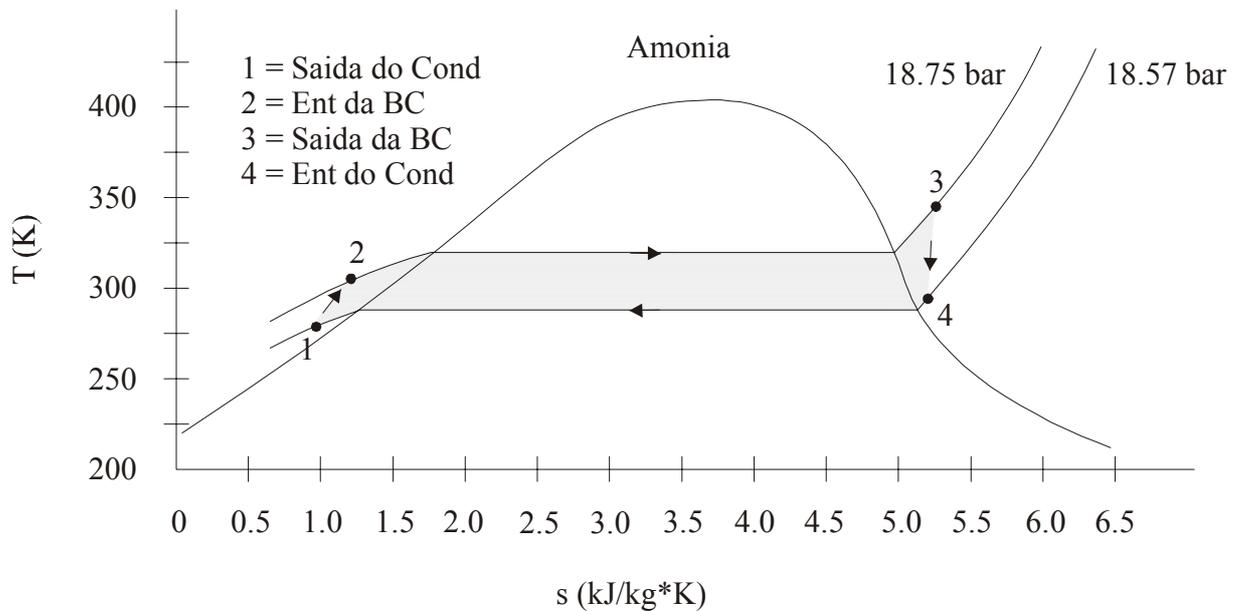


Figura 76 – Diagrama T-s para o experimento CPL com amônia.

Neste caso, ocorrendo a absorção de calor da uma fonte quente (evaporador) e uma rejeição de calor para uma fonte fria (condensador), pode-se expressar:

$$S_{gen} = \frac{Q_L}{T_L} + \frac{Q_a}{T_\infty} - \frac{Q_H}{T_H} \quad (11)$$

onde, em acordo com a primeira lei da termodinâmica:

$$Q_a = Q_H - Q_L \quad (12)$$

As taxas de transferência de calor podem ser estimadas como:

$$Q_H = (hA)_H (T_H - T_v) \quad (13)$$

$$Q_L = (hA)_L (T_v - T_L) \quad (14)$$

$$Q_a = (hA)_a (T_v - T_\infty) \quad (15)$$

onde $(hA)_H$, $(hA)_L$, $(hA)_a$ representam os coeficientes de transferência de calor do CPL para a fonte quente, fonte fria e meio ambiente respectivamente.

Substituindo as equações (12), (13), (14) e (15) na equação (11), tem-se:

$$S_{gen} = \frac{Q_L}{T_L} + \frac{Q_H}{T_\infty} - \frac{Q_L}{T_\infty} - \frac{Q_H}{T_H} \quad (16)$$

$$S_{gen} = \frac{(hA)_L (T_v - T_L)}{T_L} + \frac{(hA)_H (T_H - T_v)}{T_\infty} - \frac{(hA)_L (T_v - T_L)}{T_\infty} - \frac{(hA)_H (T_H - T_v)}{T_H} \quad (17)$$

$$S_{gen} = (hA)_L \left(\frac{T_v}{T_L} - 1 \right) + (hA)_H \left(\frac{T_H}{T_\infty} - \frac{T_v}{T_\infty} \right) - (hA)_L \left(\frac{T_v}{T_\infty} - \frac{T_L}{T_\infty} \right) - (hA)_H \left(1 - \frac{T_v}{T_H} \right) \quad (18)$$

Para encontrar a temperatura ótima do evaporador, na qual se tem a menor geração de entropia, em relação a uma temperatura conhecida do condensador, o que em termos práticos, significa encontrar a temperatura ótima do evaporador para uso em situações de microgravidade onde a temperatura no espaço no lado frio se encontra próximo de -100 °C e no lado quente próximo dos 100 °C, faz-se, neste contexto com uma temperatura ideal conhecida do lado frio:

$$\frac{dS_{gen}}{dT_H} = 0 \quad (19)$$

de onde obtém-se:

$$\frac{dS_{gen}}{dT_H} = + (hA)_H \left(\frac{1}{T_\infty} \right) - (hA)_H \left(\frac{T_v}{T_H^2} \right) = 0 \quad (20)$$

ou seja,

$$T_{H,opt} = \sqrt{T_v T_\infty} \quad (21)$$

Da mesma forma, pode-se calcular a temperatura ótima do condensador para uma temperatura pré-estabelecida na região do evaporador.

$$T_{L,opt} = \sqrt{T_v T_\infty} \quad (22)$$

que no caso particular de satélites, corresponde à temperatura de controle dos componentes eletrônicos. Para variações de temperatura reais no condensador este estudo deve ser revisto.

Para minimizar a geração de entropia, portanto, dois cenários são aqui considerados, a saber:

- (1) Cálculo de $T_{L,opt}$, considerando variáveis T_H e $(hA)_a$;
- (2) Cálculo de $T_{H,opt}$, considerando variáveis T_L e $(hA)_a$.

A mínima geração de entropia, $S_{gen,opt}$, é obtida substituindo-se os valores de $T_{L,opt}$ ou $T_{H,opt}$ nas equações (11) a (18).

Adimensionalizando os parâmetros, assumindo $T_{L,opt}$:

$$\phi = \frac{(hA)_a}{(hA)_L} \quad (23)$$

$$\theta_L = \frac{T_L}{T_\infty} \quad (24)$$

$$\theta = \frac{T_v}{T_\infty} \quad (25)$$

$$\theta_{L,opt} = \frac{T_{L,opt}}{T_\infty} \quad (26)$$

Tem-se:

$$S_{gen} - S_{gen,opt} = (hA)_L \frac{(\theta-1)^2}{\theta_L} \phi_{opt}^2 \left(1 - \frac{\phi}{\phi_{opt}}\right)^2 \quad (27)$$

ou:

$$\Delta S = (hA)_L \frac{(\theta-1)^2}{\theta_L} \phi_{opt}^2 \left(1 - \frac{\phi}{\phi_{opt}}\right)^2 \quad (28)$$

Considerando que as linhas de transporte sejam perfeitamente isoladas:

$$Q_a = 0 \quad (29)$$

Tem-se:

$$Q_H = Q_L \quad (30)$$

e:

$$S_{gen,ad} - S_{gen,opt} = (hA)_L \frac{(\theta-1)}{\theta_L} \left[\phi(1-\sqrt{\theta}) + \phi_{opt}^3 \phi(\theta-1)^2 \right] \quad (31)$$

ou:

$$\Delta S_{ad} = (hA)_L \frac{(\theta-1)}{\theta_L} \left[\phi(1-\sqrt{\theta}) + \phi_{opt}^3 \phi(\theta-1)^2 \right] \quad (32)$$

Considerando agora as equações (28) e (32), duas situações distintas são analisadas:

$$\Delta S^* \equiv \frac{\Delta S}{\Delta S_{ad}} \quad (33)$$

$$\Delta S^+ \equiv \frac{\Delta S}{(hA)_L} \quad (34)$$

onde ΔS^* representa o efeito do isolamento das linhas de transporte e ΔS^+ representa o efeito do coeficiente de transferência de calor pelo lado do condensador. Resolvendo-se as equações (33) e (34), tem-se:

$$\Delta S^* = \frac{\left(1 - \frac{\phi}{\phi_{opt}}\right)^2}{\left(\frac{\sigma\phi}{\phi_{opt}} + 1\right)} \quad (35)$$

$$\Delta S^+ = \theta_{L,opt} \left(\frac{\theta_L}{\theta_{L,opt}} - \frac{\theta_{L,opt}}{\theta_L} \right)^2 \quad (36)$$

onde:

$$\sigma = \frac{1}{\theta_{L,opt}} \left(\frac{1 - \sqrt{\theta}}{1 - \theta} \right) - 1 \quad (37)$$

$$\theta_{L,opt} = \sqrt{\theta} \quad (38)$$

5.1.3.2 Geração de entropia devido ao escoamento no elemento poroso.

Considerando agora a entropia gerada como consequência do escoamento do fluido de trabalho, tem-se da equação (8):

$$\frac{dS}{dt} = \int \frac{\partial \dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gen} \quad (39)$$

ou:

$$\dot{m} \int ds = \int \frac{\partial \dot{Q}}{T} + \dot{S}_{gen} \quad (40)$$

onde, para o caso da bomba capilar:

$$\dot{m} = \frac{Q_H}{h_{fg}} \quad (41)$$

sendo Q_H a taxa de calor absorvido no evaporador e h_{fg} o calor latente de vaporização do fluido de trabalho. Para efeito desta análise, desconsidera-se a parcela referente ao calor sensível de aquecimento do fluido de trabalho.

$$S_{gen} = \frac{Q_H}{h_{fg}} \int ds - \int \frac{\partial \dot{Q}}{T} \quad (42)$$

A motivação principal desta análise é verificar a influência da permeabilidade do elemento poroso na irreversibilidade associada ao escoamento do fluido de trabalho. De fato a perda de carga do escoamento através do elemento poroso é significativamente maior do que as perdas de carga nas linhas de líquido e de vapor. De qualquer modo, a hipótese assumida é reforçada pelo fato de que as irreversibilidades associadas ao escoamento nas linhas de líquido e de vapor são as mesmas para os diversos tipos de elementos porosos em análise. Assim, considerando apenas a perda de carga através do elemento poroso:

$$\frac{dp}{dr} = -\dot{m} \frac{\mu}{\rho KA} \quad (43)$$

onde r representa o raio do elemento poroso, \dot{m} o fluxo de massa (ver equação (41)), μ a viscosidade dinâmica, ρ a densidade, K a permeabilidade e A a área equivalente de passagem do líquido até a interface com as ranhuras da bomba capilar.

Retornando a equação (42) e assumindo que não há troca de calor com o meio ambiente, tem-se:

$$\dot{I} = \frac{Q_H}{h_{fg}} T_\infty \int ds \quad (44)$$

onde \dot{I} representa a taxa de irreversibilidade do sistema em W (ver equação (10)).

Da relação entre propriedades termodinâmicas:

$$Tds = dh - vdp \quad (45)$$

Reunindo as equações (43), (44) e (45), vem:

$$\dot{I} = \frac{Q_H}{h_{fg}} T_\infty \left(\frac{\Delta h}{T} + \frac{\dot{m}L}{T} \frac{\mu}{\rho^2 KA} \right) \quad (46)$$

onde L representa a espessura do elemento poroso.

Novamente, buscando uma solução simplificada para o problema, assumindo temperatura de saturação do líquido que flui através do elemento poroso, tem-se:

$$\dot{I} = \dot{m} \frac{Q_H \cdot T_\infty}{h_{fg} \cdot T} \frac{\mu}{\rho^2 KA} L \quad (47)$$

A equação (47) indica que a irreversibilidade do escoamento é função das dimensões do sistema, propriedades do fluido de trabalho e taxas de transferência de calor. A geração de entropia diminui com o aumento do diâmetro de poros do elemento poroso, com o aumento da permeabilidade e com a diminuição do tamanho do evaporador. Para projetar um sistema de bombeamento capilar, o evaporador deve ter diâmetro de poros grandes e comprimento reduzido de forma que não comprometa a função para qual está sendo projetado. A irreversibilidade também é reduzida com a redução do fluxo de massa, pois reduz a perda de carga no escoamento do fluido, da mesma maneira que uma alta permeabilidade. Por um lado isso é ideal, mas por outro lado, quanto menor for o fluxo de massa, maior será a troca de calor entre bomba capilar e canal de entrada, fazendo com que o fluido aqueça aumentando a probabilidade da ocorrência de colapso do sistema. Portanto, o fluxo de massa passa a ser um fator importante na geração de

irreversibilidade dentro do sistema. Resultados obtidos para as bombas capilares em análise são apresentados no Capítulo 5.1.4 – Resultados da Análise Termodinâmica do CPL.

5.1.4 Resultados da Análise Termodinâmica do CPL

De acordo com a análise termodinâmica primeiramente publicada por Ku (1994) e recentemente reportada por Heinen (2003), o estado termodinâmico do fluido de trabalho é discutido na bancada em estudo (Figura 77), conforme apresentado em diagrama Pressão – Temperatura (Figura 78).

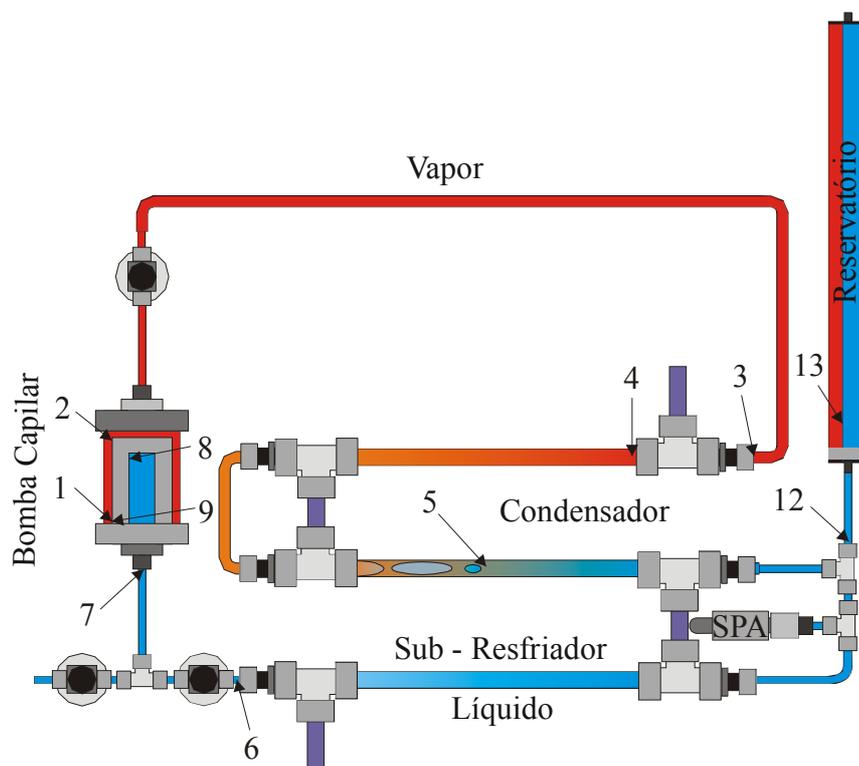


Figura 77 – Esquema funcional de um CPL.

A frente de evaporação é considerada estável na interface entre tubo ranhurado e elemento poroso. No ponto 1 há a evaporação do fluido de trabalho nos meniscos, localizados na superfície externa do elemento poroso, sob pressão de saturação P_1 . A pressão no ponto 2 é menor que no ponto 1, devido à perda de carga do escoamento na região do elemento poroso (atrito viscoso entre escoamento de vapor e a ranhura do tubo). O líquido então evapora a uma temperatura T_2' , ou seja, a evaporação do fluido térmico no interior do evaporador ocorre em

uma faixa de temperaturas compreendida entre T_1 e T_2' . Adicionalmente, o vapor sai do evaporador ligeiramente superaquecido, ponto representado por T_2 no diagrama P-T. Esse superaquecimento ($T_2 - T_2'$) é causado em parte pela diminuição da pressão de saturação e em parte devido ao aquecimento sensível do vapor que recebeu calor do tubo ranhurado. O escoamento do vapor da saída do evaporador até a entrada do condensador (ponto 3) causa uma queda de pressão no fluido de trabalho devido à perda de carga e conseqüentemente uma ligeira expansão, que pode ser considerada adiabática, causando uma pequena queda da temperatura. Como a entrada do condensador possui uma temperatura menor que na saída do evaporador, uma outra parcela de queda de temperatura é introduzida neste ponto, devido à condução pela tubulação. No final ao longo do escoamento do ponto 2 para o ponto 3, a redução de temperatura e pressão é indicada pelo ponto T_3 e P_3 do diagrama P-T. Logo após a entrada do condensador, o fluido perde a parcela de energia sensível que acumulou durante o seu escoamento e a partir deste ponto, o condensador é utilizado para mudança de fase, em uma pressão ligeiramente inferior, devido novamente à perda de carga do sistema. A condensação se faz entre os pontos 4 e 5, onde também existe uma faixa de temperaturas T_4 e T_5 onde a condensação ocorre de maneira similar ao discutido no caso da evaporação. Entretanto, a redução na quantidade de movimento do fluido ao condensar-se, contribui para um aumento da pressão. Como a recuperação da pressão pela quantidade de movimento não compensa totalmente a perda de carga, tem-se como resultado a redução da pressão de P_4 para P_5 . Na saída do condensador todo o fluido de trabalho já se encontra na fase líquida. Neste ponto o fluido se encontra com pressão e temperatura representadas por P_6 e T_6 respectivamente. No caminho desde a saída do condensador até a entrada da bomba capilar, o fluido frio é freado pelas forças viscosas e a pressão se reduz até o ponto 7. Neste caminho o fluido se mistura com fluido mais quente proveniente do controle que o reservatório impõe ao sistema elevando sua temperatura. Essa temperatura de mistura é vista no ponto 12. O acoplamento do reservatório no circuito é feito entre o condensador e o sub-resfriador para garantir que o líquido que chega à bomba capilar seja sub-resfriado. Sob condições de regime permanente, um CPL com um reservatório satisfatoriamente calculado opera sob condições de temperatura e pressão constante. Assim o ponto 12 apresenta a mesma pressão do reservatório. O líquido e o vapor no interior do reservatório estão sob a mesma pressão, mas na condição saturada, sob a linha do diagrama P-T, mostrada pelo ponto 13. Desse ponto de mistura até a entrada do sub-resfriador, o fluido reduz um pouco a sua pressão, devido à perda de carga e perde calor sensível para a fonte fria. Ao passar pelo sub-resfriador, o fluido perde calor e pressão, deixando o mesmo com pressão e

temperatura mostradas pelo ponto 15. No seu caminho de volta ao evaporador, o fluido novamente perde pressão devido ao atrito viscoso e ganha temperatura devido a sua movimentação de uma região fria do circuito para uma região mais quente. Desse modo, uma parcela de calor sensível que possa escapar da bomba capilar, aumenta ainda mais essa troca térmica. Essa fuga depende da conexão térmica entre a bomba capilar e a tubulação de entrada do evaporador. Quanto mais isolada for essa conexão menor será o calor sensível perdido pela bomba capilar. Do mesmo modo, no interior do canal de líquido da bomba capilar, uma parcela do calor que chega das ranhuras do tubo, causa um aumento da temperatura do fluido na entrada da bomba. Esse aumento é causado pela fuga desse calor sensível através do elemento poroso e da sua condutividade térmica efetiva. Esse fato está representado no diagrama P-T pelo ponto 8. Neste caso, o ponto 8, é o ponto de maior temperatura no interior do canal de líquido e está localizado no final do canal e na superfície interna do elemento poroso. Para reduzir a diferença de temperaturas entre a entrada e o final do canal de alimentação (7 e 8), a utilização de uma baioneta (tubo colocado no interior da bomba capilar que leva líquido frio proveniente do reservatório diretamente ao final do canal de líquido) é importante. Esse fato, muito usual nos LHP's e CPL's, ajuda na equalização das temperaturas no interior do canal de alimentação da bomba capilar. O ponto 8', no diagrama, representa o estado de saturação correspondente à pressão P8. Dessa forma, a diferença de temperatura $T_{8'} - T_8$ corresponde ao nível real de sub-resfriamento efetivo no ponto mais quente da superfície de penetração do líquido na estrutura porosa.

O escoamento do líquido no interior do elemento poroso faz com que sua pressão se reduza e sua temperatura aumente até o ponto 9 (o líquido neste ponto se encontra no estado de líquido superaquecido, conforme pode ser melhor observado no diagrama T-s da Figura 88), que corresponde ao lado líquido dos meniscos evaporativos (entre T_1 e T_2'). Esse ponto por simplificação será considerado o mesmo ponto de T_1 . A diferença de pressão entre P9 e P1 é a diferença de pressão suportada pela bomba capilar (pressão de bombeamento capilar) (Heinen 2003) A diferença de temperaturas entre o ponto 8 e o ponto 9 na verdade não é representada com fidelidade pela Figura 78, onde a curva de saturação foi ligeiramente modificada para melhor visualização dos pontos do gráfico.

Na avaliação realizada por Ku (1994), o ponto 8' não aparece na sua análise. Essa diferença se baseia no não aquecimento do fluido no interior do elemento poroso. Fato esse que ocorre em situações reais. Desse modo, com a atual abordagem, a diferença de temperatura $T_1 - T_{8'}$ é resultante de uma fuga de calor sensível através do elemento poroso. Como $T_{8'}$ é

necessariamente inferior a T_1 devido à natureza física, pode-se supor que a condutividade efetiva do meio poroso invariavelmente influi na capacidade do elemento poroso sustentar o gradiente térmico necessário entre os pontos 1 e 8' ($T_1 - T_{8'}$). Da mesma forma, a “força” convectiva, associada à velocidade e à capacidade térmica do escoamento através do meio poroso, também influi na sustentação desse gradiente térmico. O sub-resfriamento mínimo sugerido devido a esse fato, passa a ser o subresfriamento de alguns graus a mais que o mínimo termodinamicamente apresentado ($T_1 - T_{8'}$), ou seja, $T_{15} < T_{8'}$. As conclusões em base teórica justificaram a necessidade de elevado sub-resfriamento dependendo do fluido de trabalho utilizado e da condutividade térmica do material poroso.

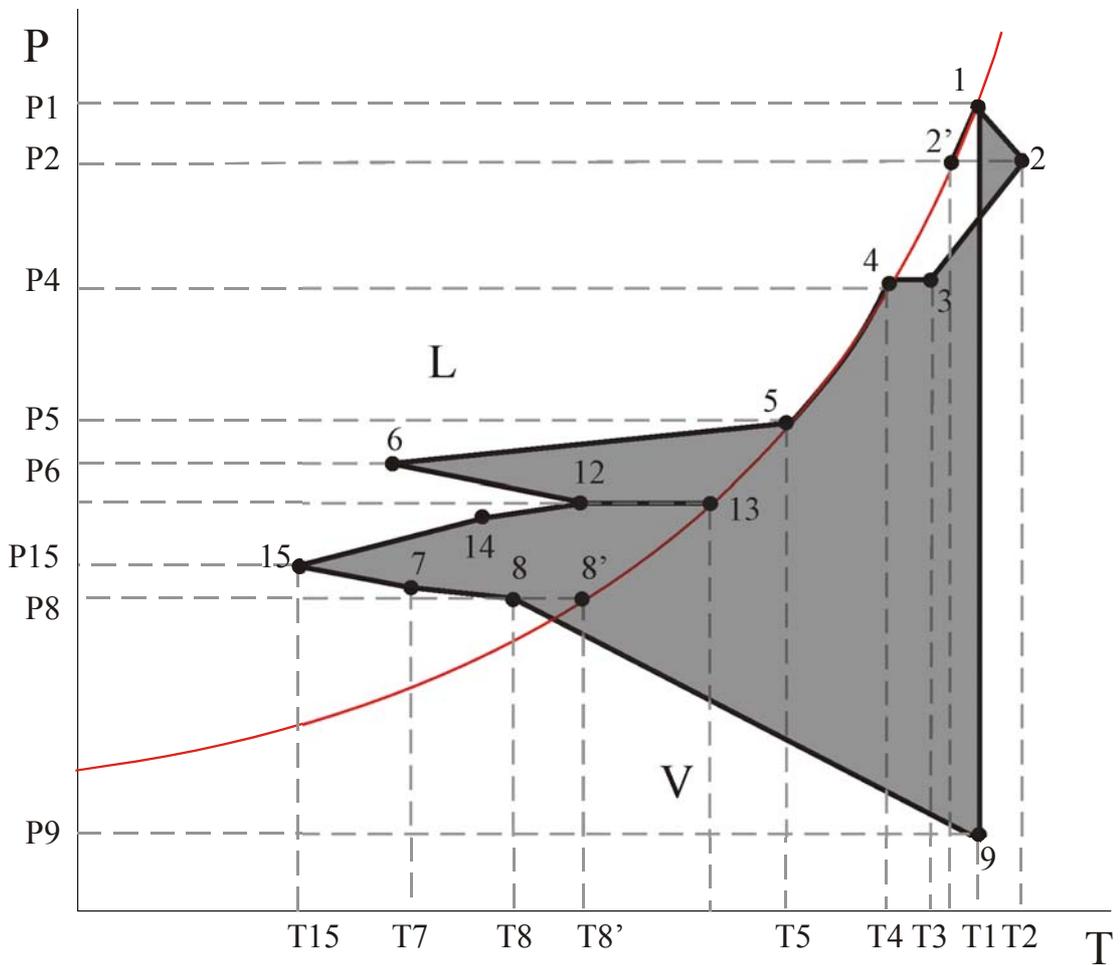


Figura 78 – Diagrama P-T para um CPL.

Na expectativa de calcular as irreversibilidades associadas à operação de um circuito de bombeamento capilar, cálculos foram realizados considerando a formulação termodinâmica apresentada no Capítulo 5.1.3 – Formulação Termodinâmica e os resultados experimentais de um

teste realizado com uma bomba capilar de aço inoxidável operando com amônia como fluido de trabalho (ver Capítulo 4.4.3 – Aço Inoxidável). Os dados experimentais medidos e considerados nos cálculos se referem ao intervalo de tempo de 2500 até 12500 segundos de operação em regime permanente, conforme mostra a Figura 79.

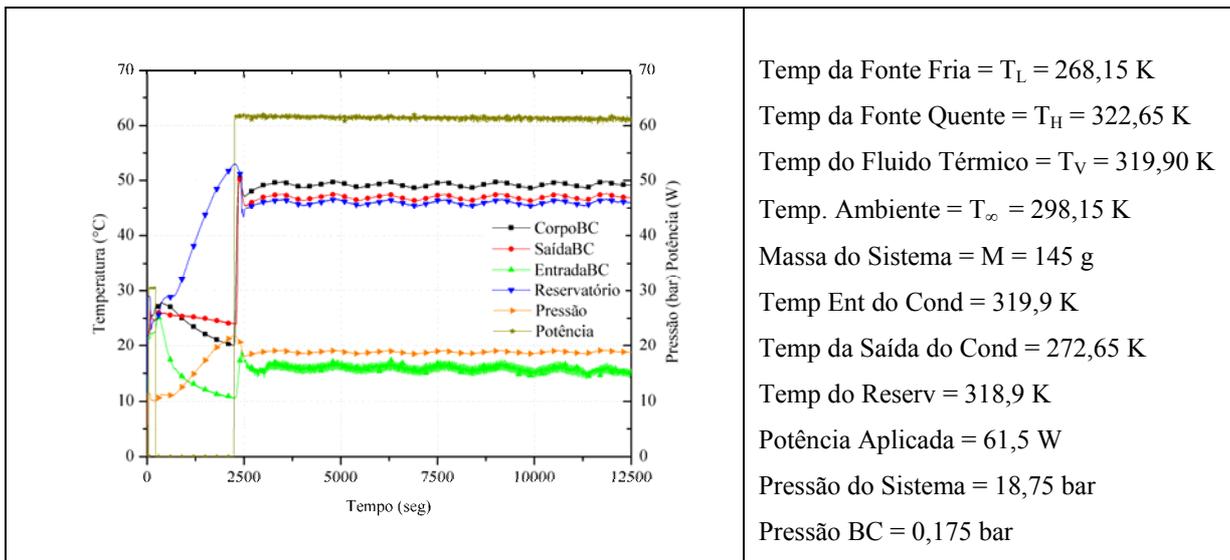


Figura 79 – Resultados experimentais obtidos nos testes com bomba de aço inoxidável, utilizados nos cálculos termodinâmicos.

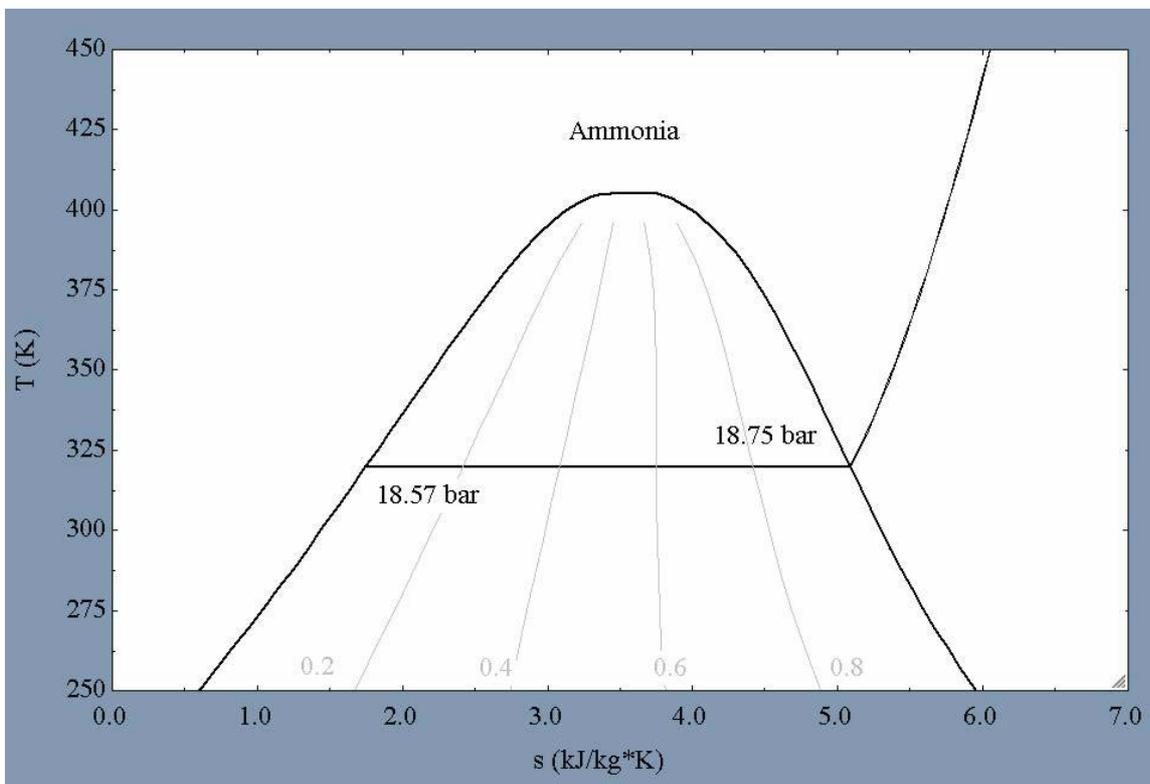


Figura 80 – Diagrama T-s geral para a amônia.

Para efeito da análise termodinâmica de segunda lei da termodinâmica, assume-se que T_H e T_L estejam relacionadas com as temperaturas da parede do evaporador capilar e do condensador respectivamente. O ciclo térmico correspondente ao teste em referência é mostrado no diagrama T - s, indicado de forma abrangente na Figura 80 e de forma ampliada na Figura 81.

Na Figura 81 os valores da entropia do líquido na saída do condensador, do líquido na interface do elemento porosos com as ranhuras da bomba capilar, do vapor gerado na saída da bomba capilar e do vapor na entrada do condensador são respectivamente: 0,9868, 1,266, 5,083 e 5,112 (kJ/kg*K).

A Figura 82 representa a equação (38), apresentando a relação entre a temperatura do vapor e a temperatura ótima do condensador, valores estes adimensionalizados com relação à temperatura ambiente. O ponto circular no gráfico representa o valor ótimo de temperatura do condensador para o sistema testado experimentalmente (308,04 K). O ponto quadrado representa o valor de temperatura do condensador na qual o teste experimental foi realizado (272,65 K). Essa diferença implica em maior geração de entropia e irreversibilidades no CPL. Portanto, para otimizar minimizar as perdas é necessário operar o sistema na condição encontrada acima.

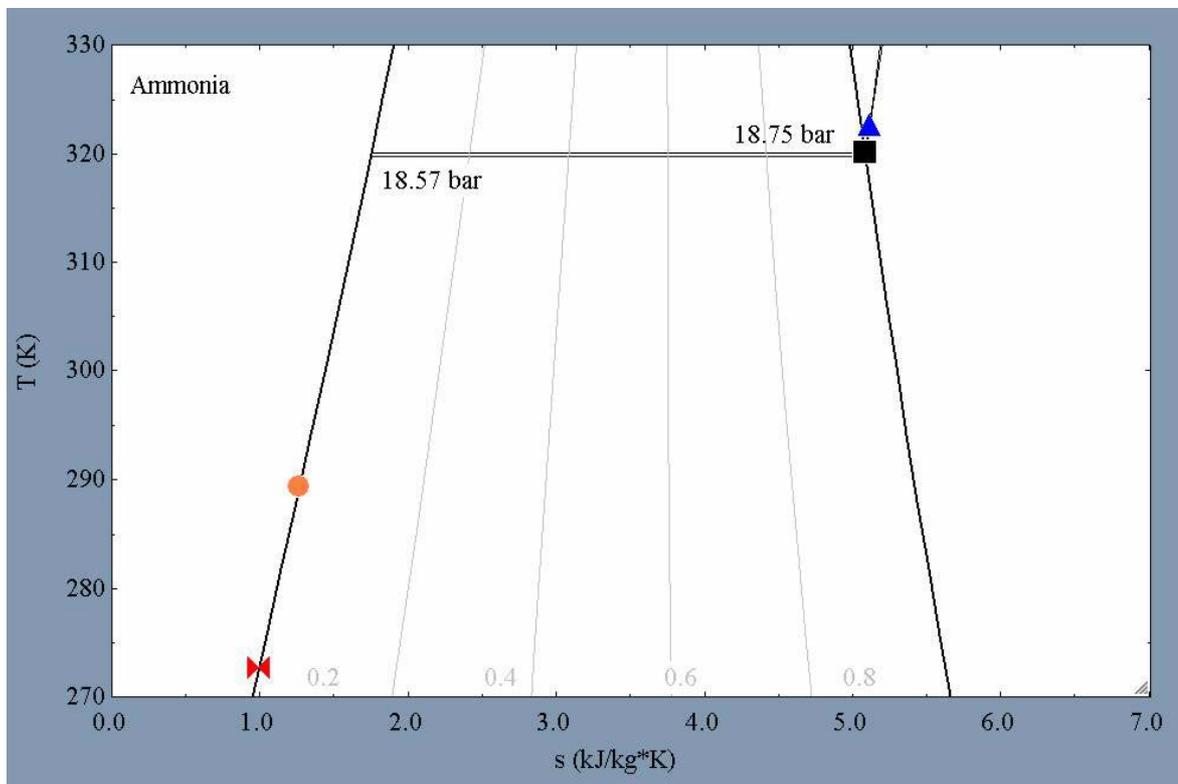


Figura 81 – Diagrama T-s para a amônia durante o teste do CPL.

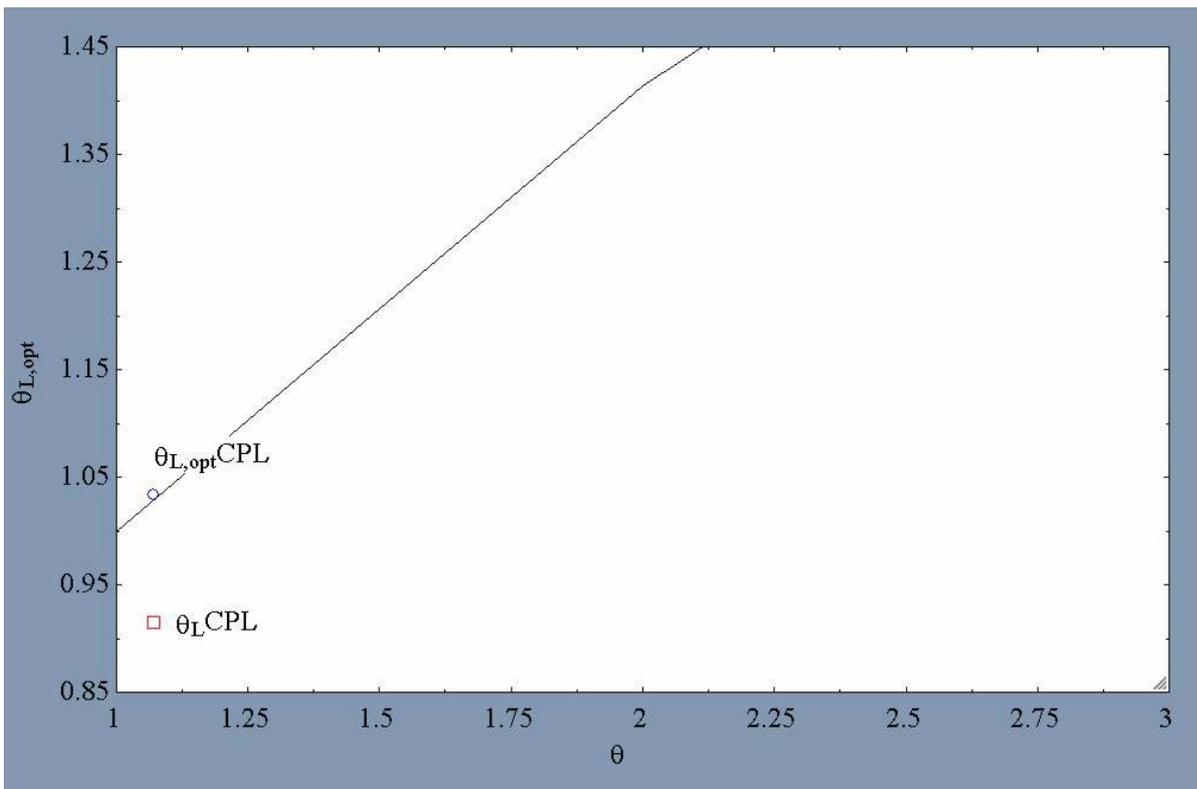


Figura 82 – Curva correspondente à temperatura adimensionalizada ótima do condensador versus temperatura adimensionalizada do vapor e valor real medido nos testes em laboratório.

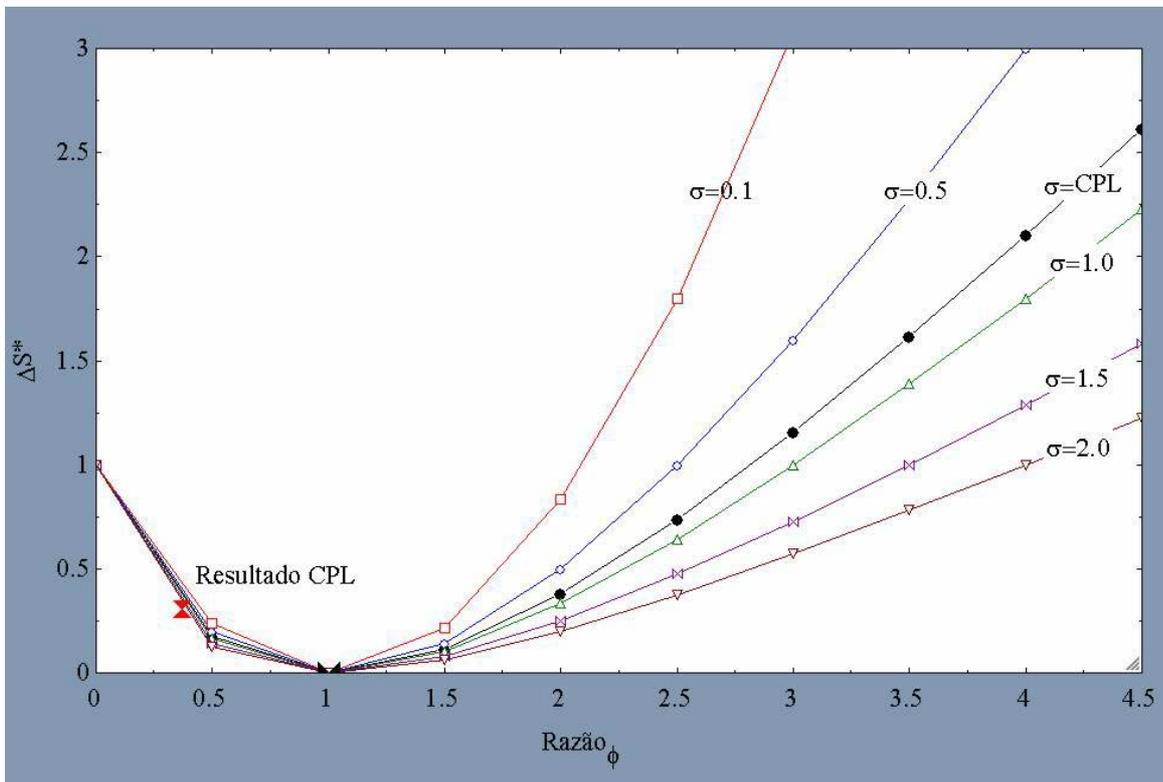


Figura 83 – Efeito do isolamento na geração de entropia do sistema.

A Figura 83 mostra a geração de entropia devido ao isolamento da tubulação em função da razão entre os coeficientes de convecção do evaporador e do condensador (Equação (35)), para vários valores de σ definido na equação (37). O valor de σ descrito como CPL indica o valor experimental utilizado nos cálculos teóricos. O ponto descrito como resultado CPL indica a geração de entropia no teste experimental. Para otimizar o sistema é necessário que a razão ϕ seja unitária. A diferença entre o valor unitário e o valor obtido experimentalmente decorre da escolha antecipada da temperatura do condensador. Com o valor de temperatura do condensador encontrado no cálculo anterior, a geração de entropia é minimizada.

A Figura 84 mostra a relação entre a geração de entropia e a relação entre as temperaturas do condensador e a temperatura ótima do condensador (Equação (36)).

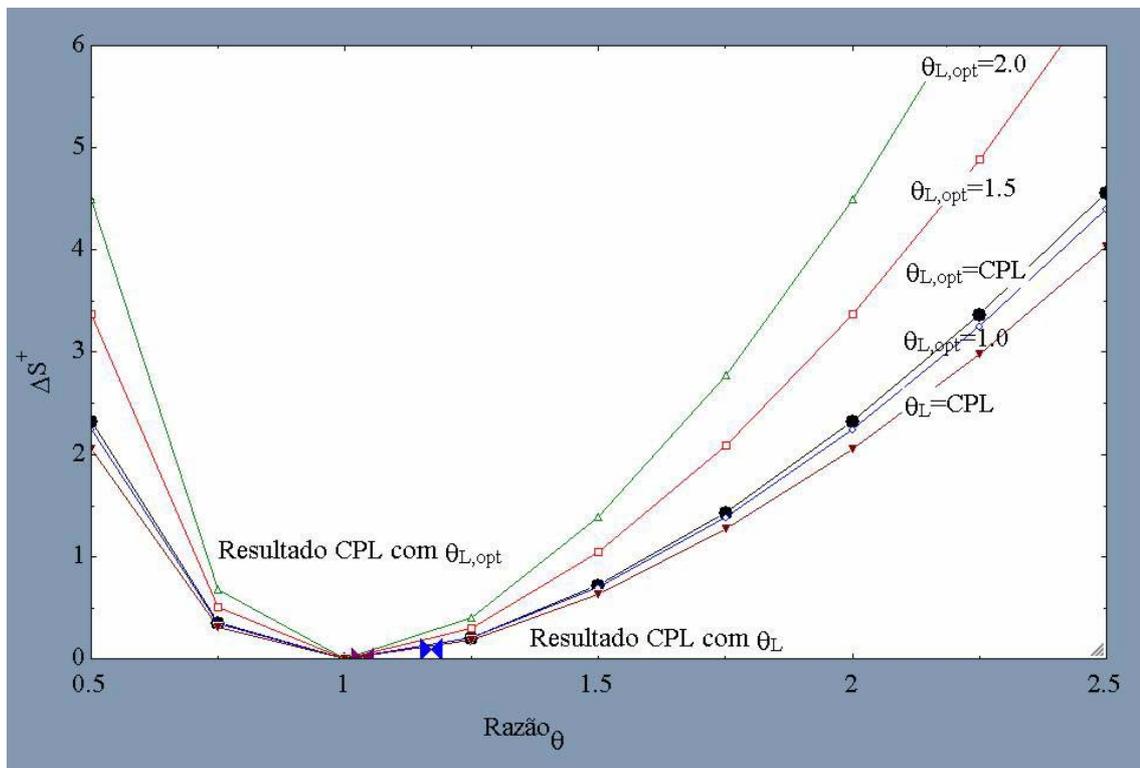


Figura 84 – Minimização da geração de entropia.

A Figura 85 mostra a irreversibilidade correspondente ao CPL estudado (Equação (47)). Quanto maior a permeabilidade do material menor é a irreversibilidade gerada no sistema. Testes experimentais com elementos porosos de material cerâmico comprovam o resultado da Figura 85, mostrando que baixas permeabilidades tornam o funcionamento do sistema ineficiente em relação aos demais elementos testados. Esse fato indica que uma menor irreversibilidade do sistema implica em melhor desempenho do CPL. A irreversibilidade correspondente ao material

cerâmico é da ordem de 1% da potência aplicada na bomba capilar. Em termos absolutos, a irreversibilidade de elementos porosos é insignificante do ponto de vista termodinâmico. Ressaltando os casos estudados para o polietileno, níquel, aço inoxidável sinterizados e ranhuras circunferenciais, em média os valores apresentados são praticamente nulos. Cálculos complementares para as linhas de líquido e de vapor apontam para resultados inferiores.

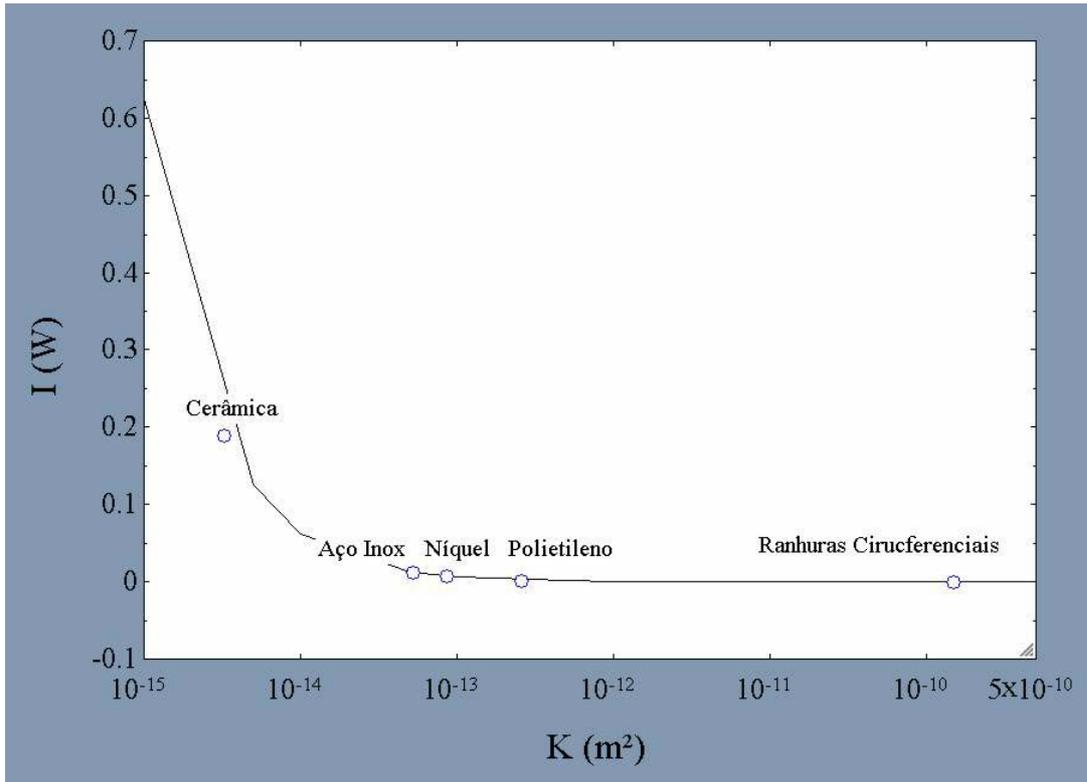


Figura 85 – Irreversibilidade associada ao escoamento de líquido no evaporador.

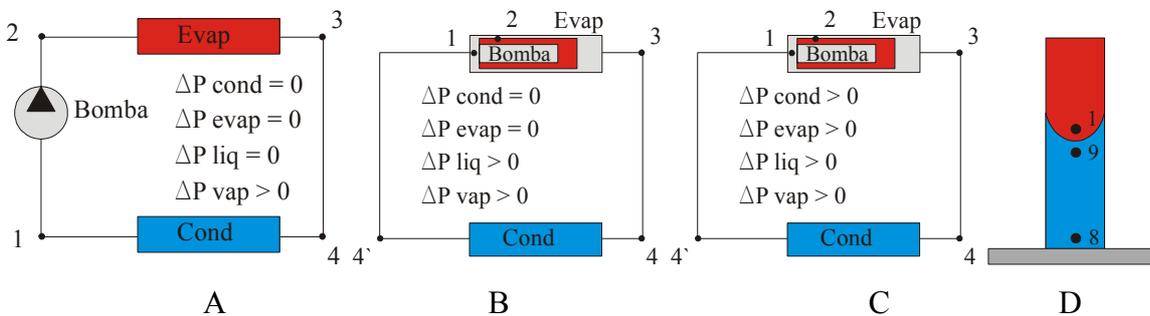


Figura 86 – Esquemas para o CPL: A – Esquema simplificado do CPL, B – Esquema simplificado, mas com a introdução do sistema bomba capilar no evaporador, C – Esquema do CPL com a introdução da perda de carga nas linhas de transporte e D – Modelo para exemplificar os pontos reais do diagrama P-T e T-s na região dos meniscos evaporativos.

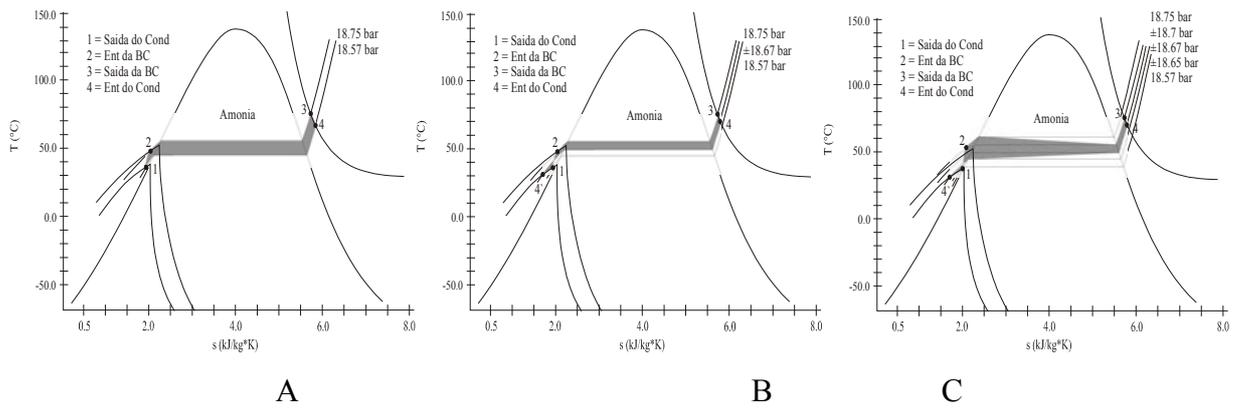


Figura 87 – Diagramas T-s para amônia no sistema estudado:

A – Caso calculado (representa o caso A da Figura 86), B – Caso com algumas modificações (representa o caso B da Figura 86) e C – Caso com introdução das perdas de carga no sistema (representa o caso C da Figura 86).

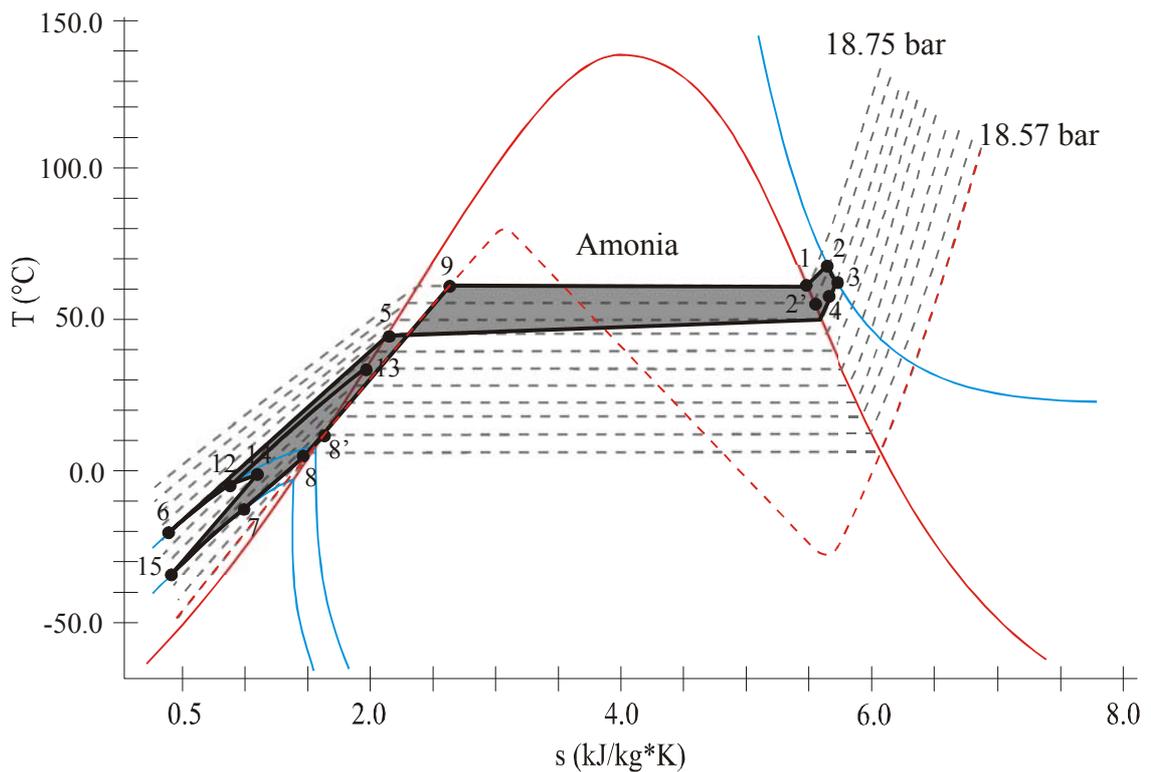


Figura 88 – Diagrama T-s real do sistema CPL estudado.

Analogamente ao diagrama P-T apresentado na Figura 78, pode-se traçar um diagrama real T-s do funcionamento do sistema. Na Figura 76, um diagrama T-s simplificado foi descrito. Através da introdução dos elementos presentes no sistema real, pode-se traçar um diagrama fiel ao CPL em estudo. Na Figura 86, tem-se os esquemas do CPL sendo introduzidos, da mesma

maneira, os diagramas da Figura 87 acompanham essas modificações. Finalmente o diagrama apresentado na Figura 88 representa o sistema real apresentado na Figura 77. Pode-se notar claramente que a posição do ponto 9 (esquema D da Figura 86) do sistema CPL se encontra em uma região metaestável do diagrama T-s, sendo este um ponto de líquido superaquecido.

6 MODELO TÉRMICO E COMPARAÇÃO EXPERIMENTAL

6.1 Modelação Física e Matemática do CPL

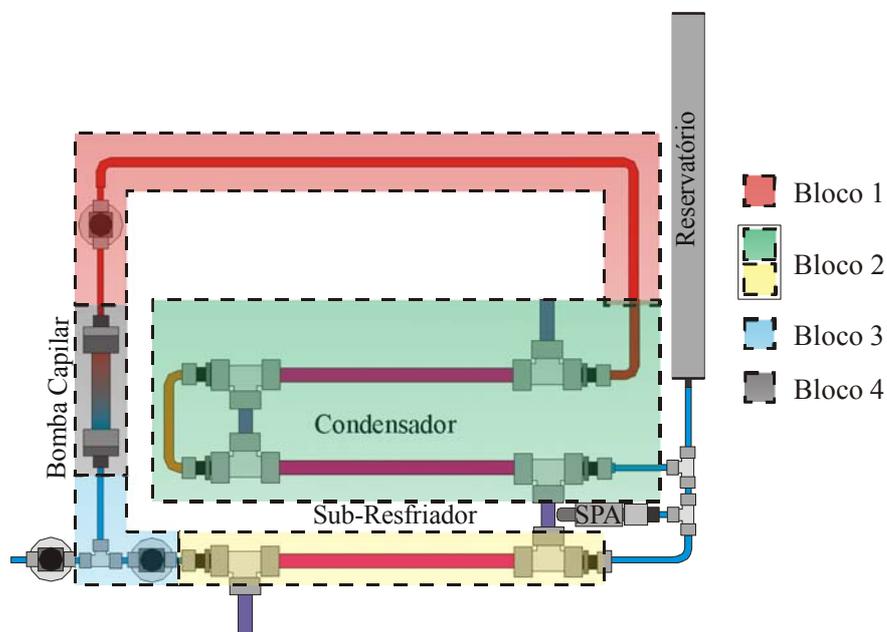


Figura 89 – Blocos considerados como sub-rotinas de cálculo.

A bancada de testes de laboratório foi modelada numericamente para desenvolvimento de uma ferramenta de cálculo que auxilie na determinação dos limites operacionais do sistema (limite capilar e de ebulição) e forneça uma geometria ótima do evaporador capilar. O modelo de cálculo está estruturado de modo a retornar informações que contribuam com o processo de fabricação de elementos porosos em circuitos de bombas capilares ou tubos de calor. O programa deverá ser continuamente realimentado com informações obtidas de outros trabalhos, associados à caracterização dos elementos porosos realizado por Reimbrecht (2004), referentes à estrutura do pó utilizado e ao elemento poroso formado. O presente estudo leva em conta perdas de calor por condução pela tubulação das linhas de carga e pelo fluido de trabalho, além das trocas convectivas entre eles.

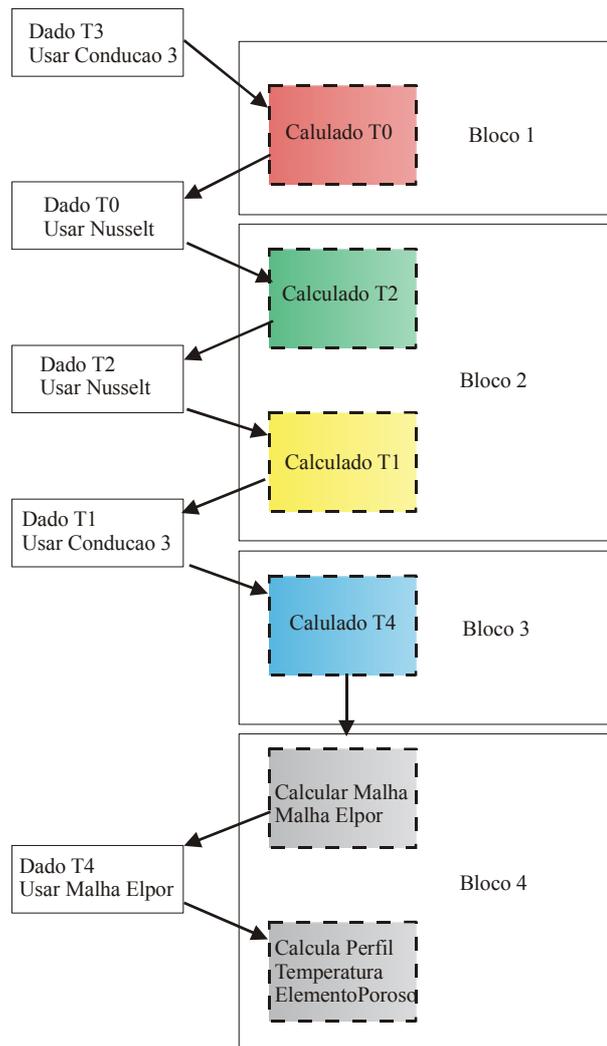


Figura 90 – Fluxograma Computacional.

O modelo proposto é constituído por quatro sub-rotinas (Blocos) de acordo com a Figura 89 e explicitado no fluxograma da Figura 90. As temperaturas de entrada e as condições de contorno são utilizadas pelas por cada sub-rotina e o seu resultado é o cálculo da temperatura de saída de cada Bloco, que por sua vez são utilizados como condição de contorno do Bloco seguinte. No fluxograma simplificado acima, Condução 3, Nusselt e Malha Elpor são os nomes das sub-rotinas desenvolvidas e utilizadas para a obtenção dos resultados deste trabalho. Os cálculos desenvolvidos com o programa Condução 3 e Malha Elpor utilizam o método TDMA (Tri-Diagonal Matrix Algorithm) para a solução de sistemas lineares (Maliska, 1995) e conseqüente saída de resultados (temperatura no final do segmento em questão). O cálculo realizado pelo programa Nusselt resolve as equações descritas abaixo de maneira sistemática, sem a utilização de meios iterativos.

O modelo tem como hipóteses principais:

- i) O elemento poroso é constituído por pequenos tubos radiais;
- ii) Não há recirculação de líquido no interior do elemento poroso;
- iii) O líquido é direcionado para a aleta do tubo ranhurado;
- iv) A evaporação ocorre inteiramente na superfície externa do elemento poroso;
- v) O colapso do sistema no domínio de cálculo está associado à entrada da frente de evaporação no interior do elemento poroso, uma vez que a entrada da frente reduz a capacidade de transferência de calor do elemento poroso;
- vi) A vazão é constante no interior do sistema;
- vii) A velocidade do fluido de trabalho é uniforme;
- viii) Foram consideradas trocas de calor entre o fluido de trabalho e o tubo de aço inoxidável e troca de calor por condução no fluido de trabalho e no tubo de aço inoxidável (trocas de calor convectivas e condutivas);
- ix) O sistema opera em pressão controlada pelo reservatório e sujeito a temperatura de saturação pré-estabelecida termodinamicamente.

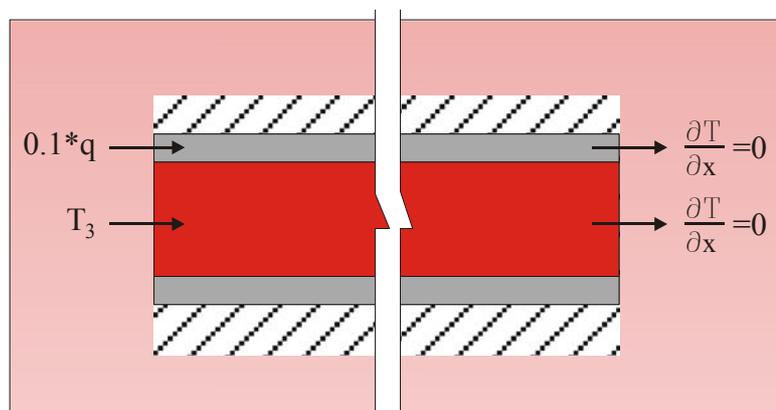


Figura 91 – Linha de vapor entre bomba capilar e condensador (Bloco 1).

A linha de vapor entre bomba capilar e condensador (Bloco 1) é estruturado de acordo com o modelo físico mostrado na Figura 91 e está sujeito às seguintes condições de contorno:

- i) Temperatura prescrita no fluido na saída da bomba capilar (T_3);

- ii) Calor prescrito na tubulação na saída da bomba capilar. Esta condição é simplificada para efeito de cálculo, uma vez que o calor que flui pela tubulação diminui com o regime permanente;
- iii) Não há fluxo de calor entre o final da linha de vapor e a entrada do condensador.

De acordo com Hoang et al. (2003), de 2 a 5% do calor aplicado à bomba capilar flui através das conexões entre evaporador e tubulação de vapor para as linhas de líquido e de vapor, dependendo da conexão e do material utilizado no sistema. Neste trabalho, assume-se que até 10% do calor aplicado à bomba capilar flui para as linhas de líquido e de vapor.

As sub-rotinas correspondentes aos Blocos apresentados resolvem a equação da energia. A transferência de calor na parede do tubo e no fluido de trabalho corresponde à solução da equação de Fourier, dada por:

$$q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (48)$$

Fazendo-se uma analogia com um circuito elétrico e o cálculo da corrente elétrica dada pela Lei de Ohm, a equação acima pode ser então representada por:

$$q = \frac{\Delta T}{R_{eq}} \quad (49)$$

daí:

$$q = \frac{1}{R_{eq}} (T_i - T_f) \quad (50)$$

onde:

$$R_{eq} = R_{conv} + R_{cond} \quad (51)$$

onde k é a condutividade térmica, A é a área transversal, dT é a variação de temperatura, dx é a variação ao longo da direção de cálculo, R_{eq} corresponde à resistência equivalente total, dada

pela soma das resistências de convecção (R_{conv}) e de condução (R_{cond}), T_t é a temperatura do tubo de aço inoxidável e T_f é a temperatura do fluido de trabalho.

A resistência equivalente de convecção é dada por:

$$R_{conv} = \frac{1}{2.\pi.h.R_1.L} \quad (52)$$

onde o R_1 é o raio interno do tubo de aço inoxidável, L é o comprimento do tubo de aço inoxidável e o valor do coeficiente de convecção (h) é dado através da equação (53) para escoamentos com baixo número de Reynolds e com uma condição de calor prescrito (Incropera, 1992):

$$h = \frac{4,36.k_f}{2.R_1} \quad (53)$$

onde k_f é a condutividade térmica do fluido de trabalho.

Do mesmo modo, a resistência equivalente de condução é dada por:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}{2.\pi.k_t.L} \quad (54)$$

onde k_t é a condutividade térmica do tubo de aço inoxidável e R_2 o raio externo do tubo de aço inoxidável.

Finalmente:

$$R_{eq} = \frac{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)h.R_1 + k_t}{2.\pi.\Delta x.k_t.h.R_1} \quad (55)$$

onde Δx é o comprimento de cálculo do tubo de aço inoxidável.

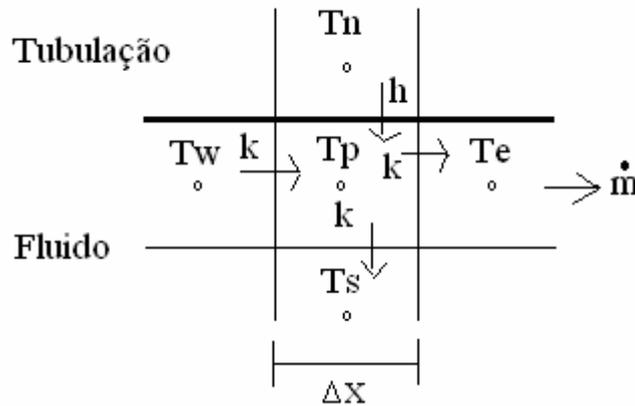


Figura 92 – Esquema de cálculo utilizando o método TDMA.

O cálculo da temperatura do fluido dentro da tubulação é influenciado por todas as temperaturas ao seu redor, conforme mostra a Figura 4, inclusive pelas trocas por convecção e condução no fluido e convecção a partir da parede do tubo. Esse cálculo é realizado, como dito anteriormente, através do método TDMA, fornecendo como resultado a temperatura no final da linha de vapor (T₀). Posteriormente essa temperatura é utilizada como dado de entrada para o cálculo das temperaturas no condensador.

A equação que representa a figura em questão pode ser escrita como:

$$A_p T_p = A_e T_e + A_w T_w + S \tag{56}$$

onde S leva em conta a parcela de calor trocado através das células norte e sul e condições de contorno. O calor transportado pelas células norte e sul varia conforme os cálculos vão sendo realizados, fazendo com que o valor de S leve em conta uma troca térmica puramente condutiva ou convectiva. A Tabela 7 traz um resumo das equações utilizadas:

Tabela 7 – Resumo das equações utilizadas.

	A_p	A_e	A_w	S
Tubo (T)	$A_e + A_w + 1/Req$	$k(T) \cdot A_t(T)/dx$	$k(T) \cdot A_t(T)/dx$	$T(F)/Req$
Fluido (F)	$A_e + A_w + 1/Req$	$k(F) \cdot A_t(F)/dx$	$k(F) \cdot A_t(F)/dx + \rho \cdot c_p \cdot \dot{m}_H / (\rho \cdot A_t(F))$	$T(T)/Req$

A temperatura calculada no final da linha de vapor (T₀) utilizando as equações acima é utilizada como dado de entrada para o cálculo das temperaturas no condensador.

O modelo físico correspondente ao condensador e sub-resfriador (Bloco 2) é mostrado em duas partes, para o condensador (Bloco 2a) e para o sub-resfriador (Bloco 2b), conforme a Figura 93 e a Figura 94, respectivamente. O condensador é modelado como um trocador de calor sujeito às seguintes condições de contorno:

- i) Temperatura prescrita na entrada do condensador (T_0);
- ii) Fluxo de massa da mistura água / monoetilenoglicol conhecida (m_{FR});
- iii) Temperatura de saída da mistura água / monoetilenoglicol conhecida (T_{SFR}).

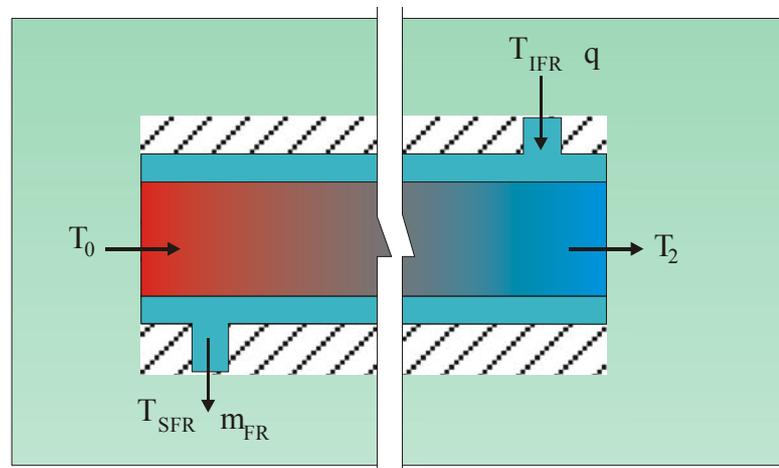


Figura 93 – Condensador (Bloco 2a).

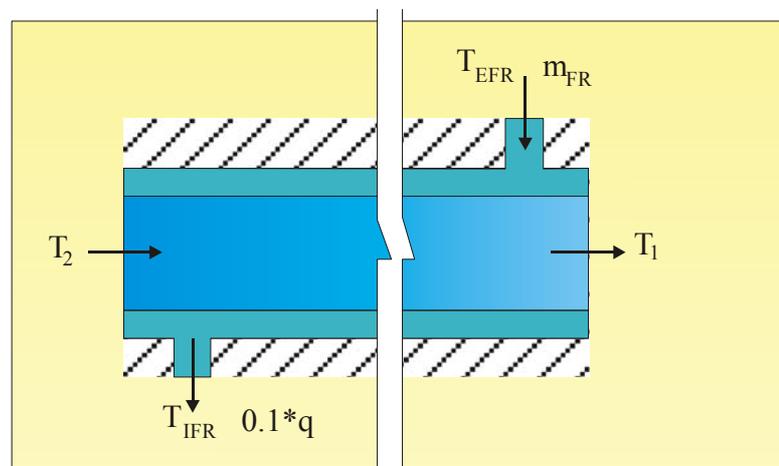


Figura 94 – Sub-resfriador (Bloco 2b).

No condensador, o sistema de equações descrito abaixo retorna valores de temperaturas de acordo com as condições físicas de laboratório. O programa retorna como resultados a temperatura do fluido de trabalho na saída do condensador (T_2) e entrada do sub-resfriador assim como sua temperatura na saída do sub-resfriador (T_1). São dadas como conhecidas as temperaturas de entrada do refrigerante no sub-resfriador (TEFR) e a temperatura que sai do sub-resfriador e entra no condensador (TIFR). O fluxo da mistura água / monoetilenoglicol é contracorrente ao escoamento do fluido de trabalho no interior do sistema. O cálculo do condensador no modelo leva em consideração a condensação em película para o fluido de trabalho.

O calor trocado no condensador e sub-resfriador, pode ser representado conforme mostra esquematicamente a Figura 95 por:

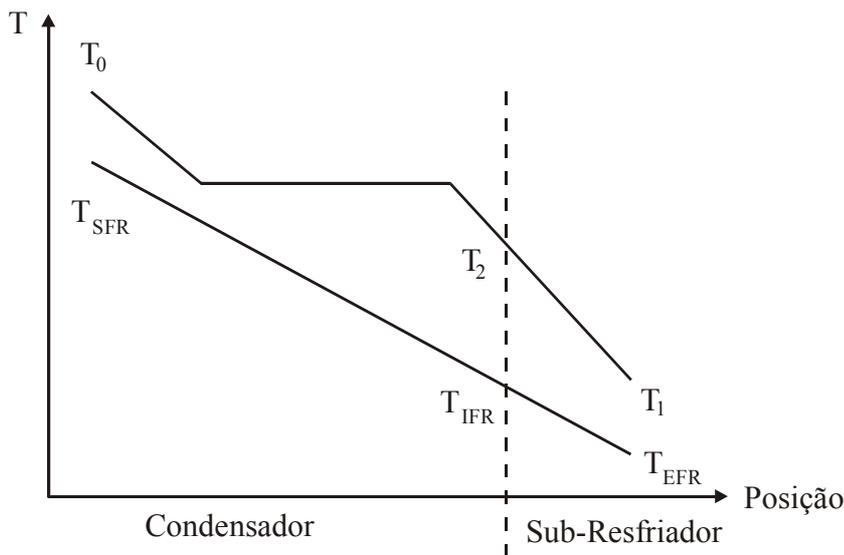


Figura 95 – Temperatura no condensador e sub-resfriador.

$$q = \dot{m}_H \cdot [c_{pHV} (T_0 - T_{SAT}) + h_{LV} + c_{pHL} (T_{SAT} - T_1)] \tag{57}$$

onde \dot{m}_H é o fluxo de massa do fluido de trabalho, c_{pHV} é o calor específico do fluido de trabalho no estado vapor, c_{pHL} é o calor específico do fluido de trabalho no estado líquido, T_0 é a temperatura do vapor superaquecido do fluido térmico, T_1 é a temperatura do fluido térmico sub-resfriado e T_{SAT} é a temperatura de saturação do fluido térmico.

A temperatura de saída (T_{SFR}) da mistura água / monoetilenoglicol (50%) também é conhecida e dada por:

$$T_{SFR} = \frac{q}{\dot{m}_c c_{pCL}} + T_{EFR} \quad (58)$$

onde T_{EFR} é a temperatura de entrada da mistura no condensador, \dot{m}_c é o fluxo de massa da mistura e c_{pCL} é o calor latente da mistura líquida.

Da mesma maneira no sub-resfriador tem-se:

$$q = \dot{m}_H c_{pHL} (T_2 - T_1) \quad (59)$$

e

$$T_{IFR} = \frac{q}{\dot{m}_c c_{pCL}} + T_{EFR} \quad (60)$$

onde o calor trocado tanto no condensador como no sub-resfriador pode ser igualado ao calor trocado pela mistura água / monoetilenoglicol, para o cálculo de T_2 e T_1 respectivamente.

A diferença de temperaturas para o cálculo do comprimento do condensador é dada por:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (61)$$

onde:

$$\Delta T_1 = T_0 - T_{SFR} \quad (62)$$

na qual T_{SFR} é a temperatura da saída da mistura do condensador. E:

$$\Delta T_2 = T_1 - T_{EFR} \quad (63)$$

O coeficiente de troca global é dado por:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (64)$$

onde h_i é o coeficiente de transferência de calor no fluido térmico e h_o o coeficiente de transferência de calor na mistura.

O número de Reynolds na mistura é calculado como:

$$\text{Re}_{DH} = \frac{\rho v D_H}{\mu} \quad (65)$$

onde ρ é densidade da mistura, μ a viscosidade da mistura, D_H o diâmetro hidráulico da secção de passagem da mistura no condensador e v a velocidade da mistura. O mesmo valor pode ser calculado como:

$$\text{Re}_{DH} = \frac{\dot{m}_c D_H}{A \mu} \quad (66)$$

onde A é a área de passagem da mistura no condensador. De outra maneira pode-se simplificar o cálculo do Reynolds como:

$$\text{Re}_{DH} = \frac{4 \dot{m}_c (D_o - D_i)}{\pi (D_o^2 - D_i^2) \mu_{CL}} \quad (67)$$

onde o diâmetro hidráulico (D_H) é dado por (Incropera, 1992):

$$D_H = D_o - D_i \quad (68)$$

onde D_o é o diâmetro externo do tubo do condensador de contra corrente e D_i o diâmetro interno.

O valor de Reynolds para o fluido térmico pode ser calculado como:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}_H}{\pi D_i \mu_H} \quad (69)$$

onde μ_H é a viscosidade do fluido térmico.

De posse do valor de Reynolds, pode-se calcular o valor do coeficiente de troca térmica como sendo:

$$h = \frac{Nu.k}{D} \quad (70)$$

onde Nu é o número de Nusselt e k o coeficiente de condução da mistura.

De acordo com as condições de contorno utilizadas, o valor de Nusselt pode variar entre:

$$Nu_D = cte \quad (71)$$

ou

$$Nu = 0,023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^n \quad (72)$$

ou

$$Nu_i = \frac{Nu_{ii}}{1 - \left(\frac{q_o}{q_i}\right) \theta_i} \quad (73)$$

e

$$Nu_o = \frac{Nu_{oo}}{1 - \left(\frac{q_i}{q_o}\right) \theta_o} \quad (74)$$

onde Pr é o número de Prandtl e os valores de Nu_i , Nu_o , Nu_{ii} , Nu_{oo} , θ_i , θ_o , Nu_{∞} , q''_o , q''_i podem ser encontrados nas Tabela 8 e Tabela 9 dependendo da condição de contorno utilizada, onde F1 que é a relação de diâmetros é dada por:

$$F1 = \frac{D_i}{D_o} \quad (75)$$

Tabela 8 – Valores de Nusselt para temperatura constante (Incropera, 1992).

F1 = Di/Do	Nui	Nuo
0		3,66
0,05	17,46	4,06
0,1	11,56	4,11
0,25	7,37	4,23
0,5	5,74	4,43
1	4,86	4,86

Tabela 9 – Valores de Nusselt para fluxo prescrito (Incropera, 1992).

F1 = Di/Do	Nu _i	Nu _o	θ _i	θ _o
0		4,364	∞	0
0,05	17,81	4,792	2,18	0,0294
0,1	11,91	4,834	1,383	0,0562
0,2	8,499	4,833	0,905	0,1041
0,4	6,583	4,979	0,603	0,1823
0,6	5,912	5,099	0,473	0,2455
0,8	5,58	5,24	0,401	0,299
1	5,385	5,385	0,346	0,346

Utilizando as correlações para condensação pelicular no fluido de trabalho (Incropera, 1992), o valor do coeficiente de convecção (\bar{h}_D) pode ser calculado como:

$$\bar{h}_D = 0,55 \left[\frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_V) k_L^3 h'_{FG}}{\mu_L (T_{SAT} - T_S) D_i} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (76)$$

e

$$h'_{FG} = h_{LV} + \frac{3}{8} c_{pL} (T_{SAT} - T_S) \quad (77)$$

onde g é o valor da aceleração da gravidade, ρ_L é a densidade do fluido de trabalho líquido, ρ_V é a densidade do fluido de trabalho vapor, k_L é a condutividade térmica do fluido de trabalho líquido, h'_{FG} é o calor latente de vaporização modificado, μ_L é a viscosidade do fluido de trabalho líquido, T_{SAT} é a temperatura de saturação do fluido de trabalho, T_S é a temperatura da superfície interna da tubo de aço inoxidável, D_i é o diâmetro interno do tubo de aço inoxidável, h_{LV} é a entalpia de vaporização do fluido de trabalho, c_{pL} é o calor específico do fluido de trabalho líquido.

Com o valor do coeficiente de troca térmica, calcula-se o coeficiente de troca global (U) e retorna para o cálculo do comprimento da zona de condensação (L), utilizando a seguinte equação:

$$L = \frac{q}{U\pi D\Delta T} \quad (78)$$

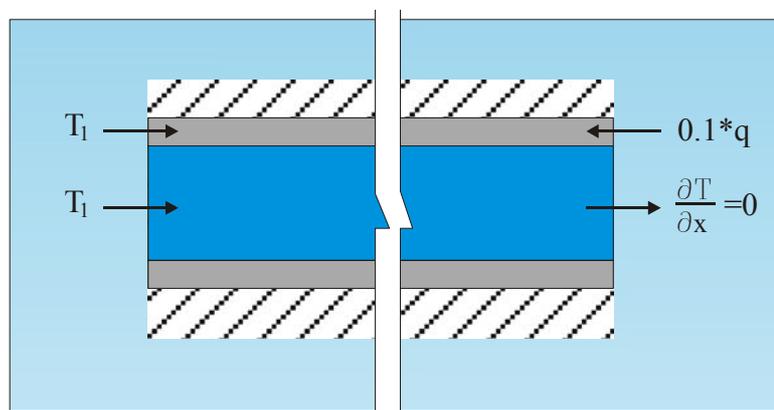


Figura 96 – Linha de líquido (Bloco 3).

O procedimento acima retorna o valor da temperatura no final do sub-resfriador. O Bloco3 correspondente à linha de líquido, segue o modelo físico representado pela Figura 96 sujeito às seguintes condições de contorno:

- i) Temperatura prescrita na saída do sub-resfriador para a tubulação (T_1);
- ii) Temperatura prescrita na saída do sub-resfriador para o fluido de trabalho (T_1);
- iii) Calor prescrito na entrada da bomba capilar;
- iv) Fluxo de calor nulo na entrada da bomba capilar.

Novamente, do mesmo modo que no Bloco 1, uma parcela de calor flui pela tubulação para a entrada do canal de líquido do sistema ($0,1*q$).

A solução do problema utiliza as mesmas equações do Bloco 1 (linhas de vapor entre bomba capilar e condensador). A sua solução fornece a temperatura do líquido sub-resfriado na interface com o elemento poroso no interior do evaporador. Esta temperatura será utilizada como condição de contorno no cálculo do elemento poroso (T_4).

O modelo físico da última etapa de cálculos (elemento poroso – Bloco 4) é representado pela Figura 97, sujeito às seguintes condições de contorno:

- i) Temperatura prescrita na entrada do elemento poroso (T_4);

- ii) Fluxo de calor nulo na saída do vapor para a ranhura do tubo do evaporador;
- iii) Calor prescrito na aleta do tubo do evaporador (q).

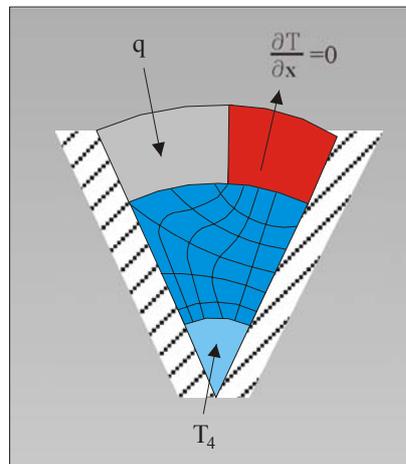


Figura 97 – Evaporador: Elemento poroso (Bloco 4).

Uma visão abrangente do modelo físico proposta para o Bloco 4 é mostrada na Figura 98. O desenho mostra a frente de evaporação se deslocando da interface para o interior do elemento poroso. Conforme premissa adotada para este trabalho, assume-se que a frente de evaporação se mantenha na interface. Estudos associados à frente de evaporação penetrando no elemento poroso foram realizados por Takahashi (2002). Importante frisar, que a entrada da frente de evaporação não inviabiliza o funcionamento do CPL, mas sim reduz o desempenho da bomba capilar (Heinen, 2003).

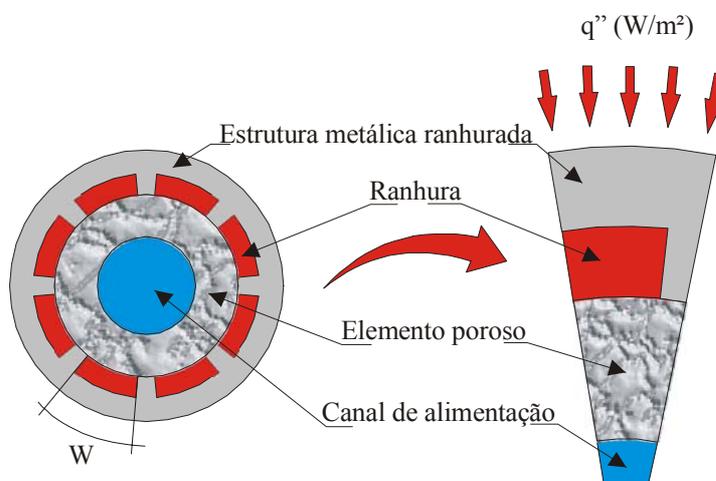


Figura 98 – Modelo teórico da bomba capilar.

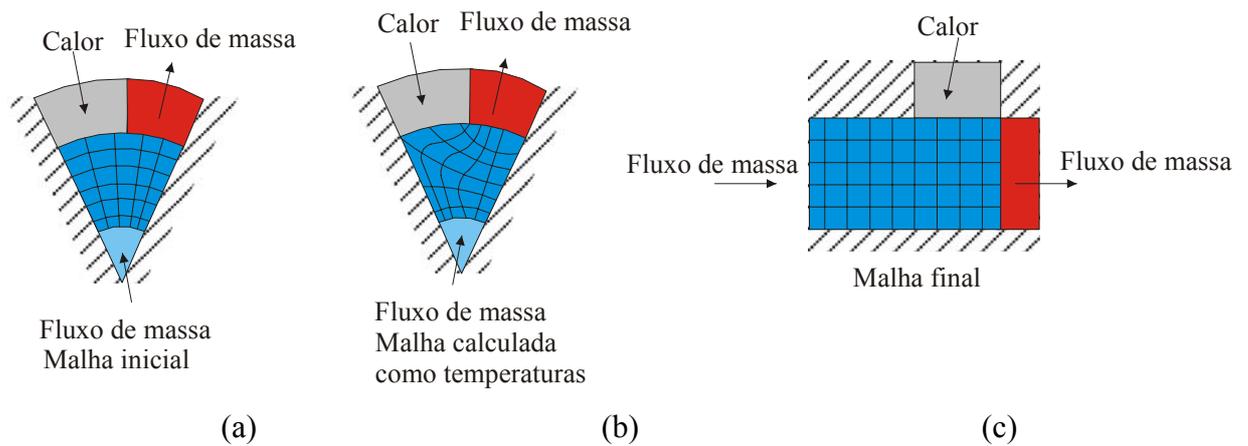


Figura 99 – Esquema da malha no elemento poroso:

(a) Estimativa inicial, (b) Malha convergida, (c) Malha final.

Uma malha generalizada é utilizada para transformar o escoamento para uma geometria cartesiana (ver Figura 99), facilitando o equacionamento numérico. Para isso uma transformação de coordenadas foi realizada.

$$(x, y) \Rightarrow (\xi, \eta) \tag{79}$$

Obter um sistema de equações significa determinar funções que satisfaçam todas as propriedades matemáticas da transformação de coordenadas.

$$\xi = \xi(x, y) \tag{80}$$

$$\eta = \eta(x, y) \tag{81}$$

No sistema real, pode-se ter um sistema de equações ou uma tabela de valores (x, y) que são associadas aos valores de (ξ, η) . Caso a geometria utilizasse um sistema polar, o grupo de equações que serviriam de base para a transformação é:

$$x = \eta \cdot \cos(\xi) \tag{82}$$

$$y = \eta \cdot \text{sen}(\xi) \tag{83}$$

No plano computacional o prisma retangular no sistema de coordenadas real se transforma em um cubo com faces iguais.

$$\Delta\xi = \Delta\eta = 1 \quad (84)$$

Para encontrar a malha final generalizada, a solução de uma equação de Laplace na malha original se faz necessária (Maliska, 1995):

$$\nabla^2\xi = 0 \quad (85)$$

$$\nabla^2\eta = 0 \quad (86)$$

onde a variável dependente a ser obtida é o vetor coordenado do plano computacional. As métricas são as responsáveis pela correção das compensações das variações dos espaçamentos do plano real para o plano computacional. As métricas do sistema transformado podem ser expressa por:

$$\begin{pmatrix} d\xi \\ d\eta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \xi_x & \xi_y \\ \eta_x & \eta_y \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} \quad (87)$$

As métricas do sistema real podem ser expressas por:

$$\begin{pmatrix} dx \\ dy \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_\xi & x_\eta \\ y_\xi & y_\eta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \xi \\ \eta \end{pmatrix} \quad (88)$$

Com as métricas calculadas pode ser encontrado o Jacobiano das transformações. O Jacobiano representa as relações entre as áreas do plano real e o computacional. Como no plano computacional a área é unitária, o inverso do Jacobiano representa a área no plano real. O Jacobiano da transformação é dado por:

$$J = \det \begin{pmatrix} \xi_x & \xi_y \\ \eta_x & \eta_y \end{pmatrix} \quad (89)$$

E o Jacobiano da transformação inversa é:

$$J = \det \begin{pmatrix} x_\xi & y_\xi \\ x_\eta & y_\eta \end{pmatrix} \quad (90)$$

De posse das métricas, do Jacobiano podem-se encontrar os eixos coordenados no plano computacional. Como o fluido de trabalho escoar no interior do elemento poroso e todo o fluxo de massa que entra no sistema sai, foi admitido que não há recirculação e que o fluido recebe calor e se evapora na superfície do elemento poroso. Para simular que o fluido ao escoar passa por baixo da ranhura, recebe calor e se dirige para o canal de vapor, onde entra em evaporação e segue para o condensador, uma atração das linhas e pontos da malha para as proximidades da ranhura foi realizada através das equações (Maliska, 1995):

$$P(\xi, \eta) = -\sum_{j=1}^N a_j \text{sign}(\xi - \xi_j) \exp^{-c_j |\xi - \xi_j|} - \sum_{i=1}^M b_i \text{sign}(\xi - \xi_i) \exp^{-d_j \left\{ (\xi - \xi_i)^2 + (\eta - \eta_i)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}} \quad (91)$$

$$Q(\xi, \eta) = -\sum_{j=1}^N a_j \text{sign}(\xi - \xi_j) \exp^{-c_j |\xi - \xi_j|} - \sum_{i=1}^M b_i \text{sign}(\xi - \xi_i) \exp^{-d_j \left\{ (\xi - \xi_i)^2 + (\eta - \eta_i)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}} \quad (92)$$

Nestas equações, o primeiro termo é responsável pela atração para as linhas coordenadas e o segundo termo é o responsável pela atração para os pontos escolhidos. Para a solução dos sistemas de equações gerados, o modelo utiliza o método TDMA (Tri-Diagonal Matrix Algorithm) para a solução de sistemas lineares (Maliska, 1995). A geometria do elemento poroso estará contemplada na porosidade, na condutividade térmica e na permeabilidade do mesmo no modelo. O escoamento do fluido de trabalho se dá na direção y (η) segundo as linhas de corrente e é assumido não haver recirculações dentro do domínio computacional.

O cálculo das temperaturas no interior do elemento, devido a problemas com a convergência dos resultados ainda merece maior desenvolvimento e seu equacionamento ainda têm que ser aprimorado para que possa ser utilizado como parte integrante do modelo proposto, sendo, então deixado como uma sugestão para trabalhos futuros. Este fato não inviabiliza a utilização dos modelos acima para comparação com resultados experimentais.

6.2 Resultados da Análise Numérica do CPL

A malha computacional gerada para cálculo do campo de temperaturas do elemento poroso é mostrada na Figura 100, a qual representa o modelo físico da Figura 98. Cálculos foram realizados para a bomba capilar de aço inoxidável, considerando amônia como fluido de trabalho.

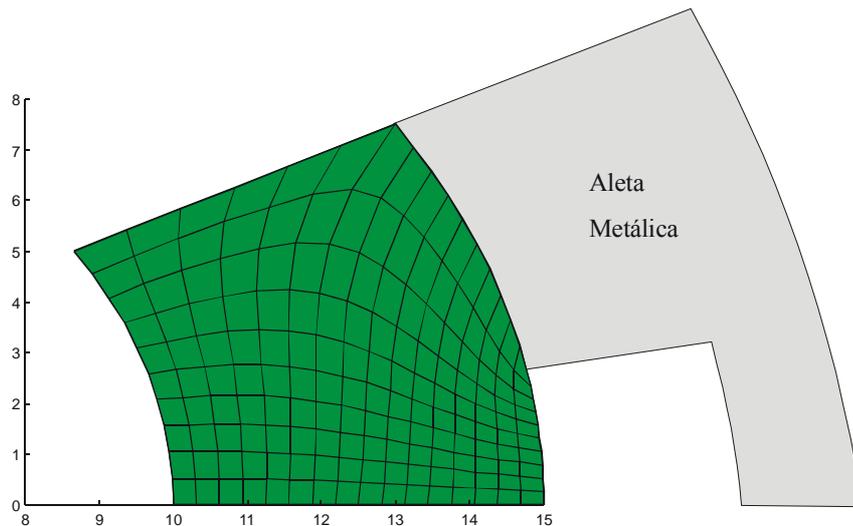


Figura 100 – Esquema da malha no elemento poroso.

A Figura 101 demonstra a distribuição de temperaturas ao longo do circuito durante o teste experimental realizado em laboratório. Pode-se notar que quase todo o fluido se condensa no início do condensador, e que as temperaturas na entrada e na saída da bomba capilar são afetadas pela condução de calor através da tubulação. Esse fato é decorrência do pelo posicionamento do termopar na instrumentação da bancada, uma vez que o mesmo encontra-se superficialmente à tubulação.

A Figura 102 mostra o mesmo comportamento anterior para o caso estudado numericamente. As temperaturas ao longo do condensador é bem mais distribuída, significando que todo o condensador está sendo usado para a troca térmica. Esse fato não é verdade, pois a potência que o condensador poderia retirar é cerca de duas vezes o valor da potência deste teste. Esse fato sugere que o equacionamento esteja simplificado demais para produzir resultados próximos do valor real e um estudo mais detalhado do condensador deve ser realizado para verificar o que realmente acontece no seu interior. Mas por outro lado as temperaturas na entrada e na saída da bomba capilar estão mais baixas que os valores medidos no LabCET. Esse fato já foi comentado anteriormente e aqui se pode comprovar que o fluido de trabalho realmente

carrega a energia da entrada do elemento poroso até a sua frente de evaporação na superfície externa.

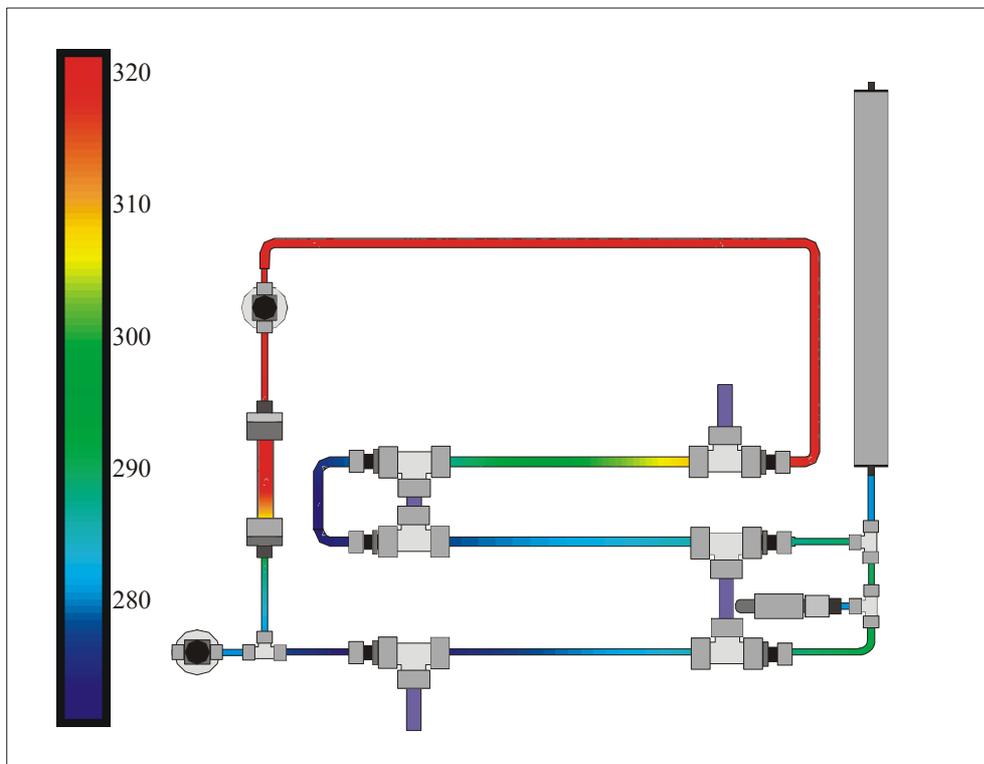


Figura 101 – Campo de temperaturas medida no circuito.

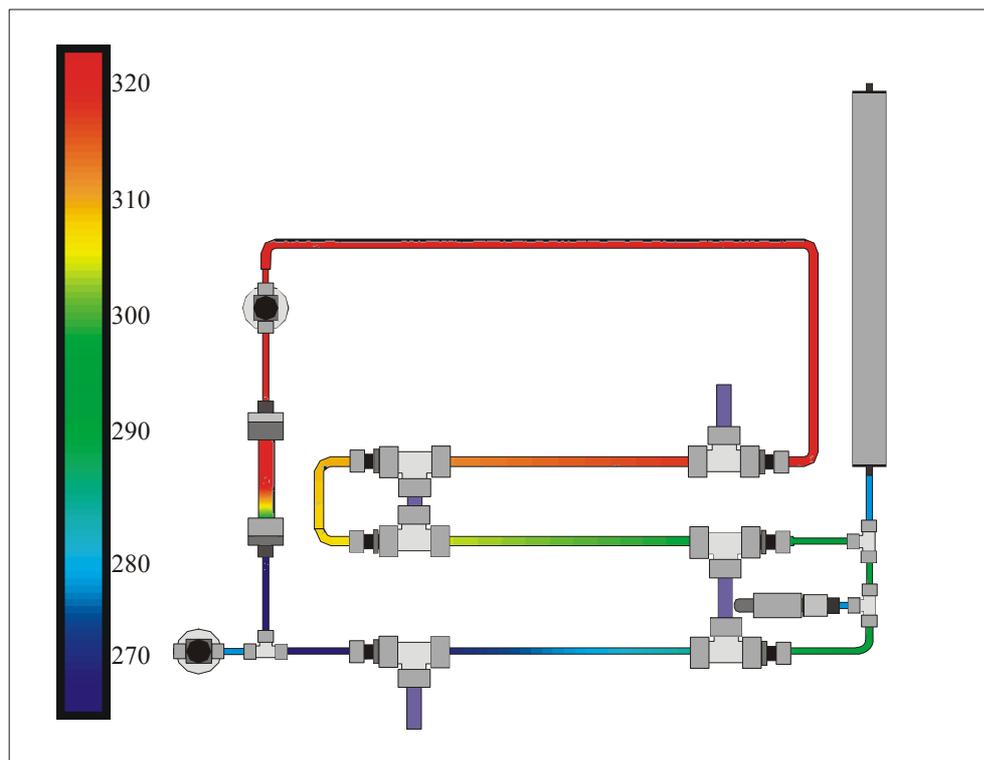


Figura 102 – Campo de temperaturas calculadas numericamente no circuito.

A Figura 103 mostra uma comparação entre as temperaturas calculadas pelo modelo e as temperaturas medidas em bancada. Pode-se notar a diferença entre as temperaturas ao longo da linha de líquido e na saída do condensador, evidenciando a temperatura da parede do tubo nas medições. Assim como a distribuição de temperaturas no condensador e sub-resfriador, ponto que ainda demanda certa cautela por parte do modelo numérico, que pode introduzir erros devido às simplificações e hipóteses adotadas.

Outro ponto interessante foi o cálculo preliminar da máxima potência transportada para cada elemento poroso utilizado. Dependendo da sua condutividade térmica e da sua permeabilidade, um fluxo de calor pôde ser encontrado. Notou-se que o mais adequado para a referida tarefa é o elemento de níquel sinterizado seguido pelo elemento de aço inoxidável. O elemento de níquel sinterizado possui um menor gradiente térmico entre o elemento poroso e a parede do tubo. Já o elemento de aço inoxidável possui uma menor temperatura do fluido na entrada do elemento poroso. O elemento de polietileno também revelou resultados satisfatórios. Mas o elemento de cerâmica, por possuir uma baixa permeabilidade, cerca de uma ordem de grandeza menor em relação aos outros elementos testados, não foi considerado apto para a transferência de calor, sendo necessários ajustes nos seus parâmetros de fabricação para possibilitar uma utilização de mesma escala.

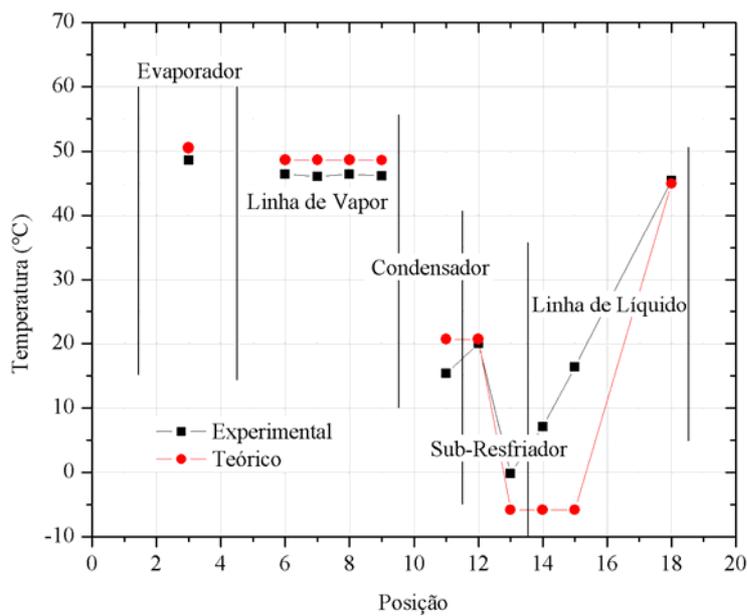


Figura 103 – Comparação teórico-experimental dos pontos de temperatura ao longo do circuito.

7 CONCLUSÕES

7.1 Conclusões

- O comportamento térmico de bombas capilares montadas com elementos porosos de polietileno, níquel, aço inoxidável e material cerâmico sinterizado foram avaliados, apresentando desempenho relativamente satisfatório.
- Bombas capilares de elemento poroso de aço inoxidável apresentaram melhor desempenho, transportando fluxos de calor de até $3,15 \text{ W/cm}^2$ (31.500 W/m^2) utilizando amônia como fluido de trabalho e pressões de bombeamento capilar de até $17,5 \text{ kPa}$.
- Elementos porosos de níquel sinterizado também apresentaram desempenho satisfatório, com uma vantagem importante associada à diferença de apenas $1 \text{ }^\circ\text{C}$ entre as temperaturas do reservatório e corpo principal da bomba capilar.
- Polietileno tem sido correntemente utilizado e bem aceito em outros trabalhos e, no trabalho em pauta, foi utilizado como referência de testes para as demais bombas capilares.
- Bombas capilares de material cerâmico necessitam de investigação complementar, sobretudo no seu processo de fabricação em termos de porosidade e permeabilidade.
- Bombas capilares de ranhuras circunferenciais foram testadas com grande sucesso com acetona e amônia como fluidos de trabalho, necessitando agora de testes em microgravidade para qualificação espacial.

- A modelagem teórica apresentada para cálculo do campo de temperaturas no elemento poroso e no sistema como um todo se apresentou funcional, necessitando de pequenos ajustes nos cálculos relacionados com o condensador.
- Estudos relacionados com a segunda lei da termodinâmica apontam para um nível de irreversibilidade significativamente maior para elementos porosos cerâmicos, confirmando resultados experimentais.
- Em todos os testes não houve problemas relacionados com a partida das bombas capilares.
- Testes complementares são requeridos em bancada experimental melhor equipada, que possa suprir a potência exigida atendendo os limites operacionais, bem como garantir a remoção total de calor pelo criostato.

7.2 Recomendações para Trabalhos Futuros

- Refazer e melhorar o modelamento numérico, utilizando malha polar, inserindo as contribuições de Takahashi (2002) e Heinen (2003) no programa.
- No modelo matemático investigar a influência da quantidade de calor de fuga por condução da bomba capilar para a entrada do canal de líquido (variar os valores em torno do valor de referência 0,1 utilizado nos cálculos do presente trabalho).
- Analisar os erros associados ao cálculo da diferença de temperatura logarítmica no âmbito geral do sistema, uma vez que essa equação vale principalmente para regiões de fluxo monofásico e no condensador tem-se uma região de fluxo bifásico.
- Instalar novos equipamentos de medição na bancada experimental, tais como medidores de fluxo e vazão para um mais acurado balanço energético global.
- Realizar testes com a temperatura de reservatório variável para simular com mais precisão o ambiente de microgravidade obtido com vôos suborbitais.

- Realizar testes em condições de microgravidade utilizando vôos suborbitais ou em testes a bordo da ISS.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1) Antoniuk, D., “An Investigation of the CAPL Flight Experiment Thermal Anomalies”, 25th International Conference on Environmental Systems, San Diego, California, July 10-13, 1995.

2) Antoniuk, D., Niemberg, J., “Analysis of Salient Events from the Two- Phase Flow (TPF) Thermal Control Flight Experiment”, 28th International Conference on Environmental Systems, Danvers, Massachusetts, July 13-16, 1998.

3) Antoniuk, D., Pohner, J., “Deleterious Effect of Non Condensable Gas During Capillary Pumped Loop Start Up”, 24th International Conference on Environmental Systems and 5th European Symposium on Space Environmental Control Systems, Friedrichshafen, Germany, June 20-23, 1994.

4) Bazzo, E., “Investigação Teórica e Experimental de Circuitos de Bombas Capilares.”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1996.

5) Bazzo, E., Groll, M., Brost, O., and Colle., S., “Bombas Capilares Aplicadas a Circuitos de Transferência de Calor de Doble-Fase. Revista Informacion Tecnológica”, Vol. 8, Fascículo 4, pp. 355 a 364, Chile, 1997.

6) Birur, G., “Thermal Control of Small Spacecraft Using Single and Two-Phase Fluid Loops”, Two-Phase 2003, International Two-Phase Technology Workshop, ESTEC 2003 – Noorwijk, Netherlands, 15-17 September, 2003.

7) Bueno, A. D., Magnani, F. S., Philippi, P. C., “Método para a determinação da permeabilidade relativa de rochas reservatório de petróleo através da análise de imagens reconstruídas”, 9th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences – ENCIT 2002, paper CIT02-0672, Caxambu – MG, Brazil, 15 – 18 de outubro de 2002.

8) Camargo, H. V. R., “CPL Definition and Justification File”, LabCET – Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003A.

- 9) Camargo, H. V. R., “CPL Development Plan”, LabCET – Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003B.
- 10) Camargo, H. V. R., “CPL Technical Specifications”, LabCET – Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003C.
- 11) Camargo, H. V. R., “Estudo Teórico-Experimental de Bombas Capilares de Ranhuras Circunferenciais”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1999.
- 12) Camargo, H. V. R., “Relatório Interno dos Procedimentos de Testes do CPL”, LabCET – Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003D.
- 13) Camargo, H. V. R., Bazzo, E., “Comportamiento Térmico e Hidrodinámico de Bombas Capilares con y sin a Presencia de Gases No Condensables”, Información Tecnológica, La Serena, Chile, 2002.
- 14) Camargo, H. V. R., Bazzo, E., Santos, G. M. dos, Silva, A. F. C. da, “Comportamento Térmico do Líquido de Alimentação em Bombas Capilares”, 7th Brazilian Congress of Engineering and Thermal Sciences, Rio de Janeiro, Brasil, Vol. I, pg. 597/603, 1998.
- 15) Camargo, H. V. R., Güths, S., Paghi, C. E., Ludgero, E., Possamai, L. F. B., “Relatório dos Testes de Integração da Eletrônica da Plataforma Experimental UFSC e BPC”, LabCET – Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003E.
- 16) Camargo, H. V. R., Güths, S., Paghi, C. E., Ludgero, E., Possamai, L. F. B., “UFSC CPL/CBEMG/FLUXRAD Interface Control Document”, LabCET – Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003F.
- 17) Carey, V. P., “Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena – An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment”, Ed. Taylor & Francis, 1992.
- 18) Chi, S.W., “Heat Pipe Theory and Practice: a sourcebook”, Ed. Hemisphere Pub. Corp., 242 p., 1976.
- 19) Ciência e Tecnologia, “UFSC desenvolve equipamentos para satélite”, Disponível em <<http://www11.agedado.com.br/cet/caplic97/ca73.htm>>. Acesso em 12 de junho de 2004.

20) Collier, J. G., “Convective Boiling and Condensation”, 2º Ed., Ed. McGraw-Hill Book Company, 1972.

21) Cullimore, B. A., “Start Up Transient in Capillary Pumped Loops”, 26th Thermophysics Conference, June 24-26, Honolulu, EUA, 1991.

22) Delil, A. A. M., “Gravity Dependence of Pressure Drop and Heat Transfer in Straight Two-Phase Heat Transport System Condenser Ducts”, 22nd International Conference on Environmental Systems, Seattle, Washington, July 13-16, 1992.

23) Delil, A. A. M., “Mechanically Pumped Two-Phase Thermal Control Loops”, ICHMT 2003 – International Center for Heat and Mass Transfer, Antalya, Turkey, October 22 – 25, 2003C.

24) Delil, A. A. M., “Oscillating/Pulsating Heat Transfer & Thermal Control Devices (in Acceleration Environments Ranging from Micro to Super Gravity)”, ICHMT 2003 – International Center for Heat and Mass Transfer, Antalya, Turkey, October 22 – 25, 2003B.

25) Delil, A. A. M., “Some Critical Issues in Developing Two-Phase Thermal Control Systems for Space”, 11th International Heat Pipe Conference, Keynote Lecture, Japan, 1999.

26) Delil, A. A. M., “Thermal-Gravitational Modeling and Scaling of Heat Transport Systems for Applications in Different Gravity Environments: Super-Gravity Levels and Oscillating Heat Transfer Devices”, 30th International Conference on Environmental Systems, Toulouse, France, July 10-13, 2000.

27) Delil, A. A. M., “Two-Phase Heat Transport System for Thermal Control Applications”, ICHMT 2003 – International Center for Heat and Mass Transfer, Antalya, Turkey, October 22 – 25, 2003A.

28) Delil, A. A. M., Donk, G. van, Pauw, A., Verlaat, B., “Mechanically Pumped Two-Phase CO₂ Loop for the AMS-2 TTCS”, Two-Phase 2003, International Two-Phase Technology Workshop, ESTEC 2003 – Noorwijk, Netherlands, 15-17 September, 2003D.

29) Delil, A. A. M., Dubois, M., Supper, W., “In-Orbit Demonstration of Two-Phase Heat Transport Technology Status of TPX II: Reflight of the European Two-Phase Experiment”, 27th International Conference on Environmental Systems, Lake Tahoe, Nevada, July 14-17, 1997.

30) Delil, A. A. M., Heemskerk, J. F., Dubois, M., Van Oost, S., Supper, W., Acetti, R., “In-Orbit Demonstration of Two-Phase Heat Transport Technology: TPX/G557 Flight Results”, 24th International Conference on Environmental Systems and 5th European Symposium on Space Environmental Control Systems, Friedrichshafen, Germany, June 20-23, 1994.

- 31) Delil, A. A. M., Heemskerk, J. F., Mastenbrock, O., Dubois, M., Van Oost, S., Coesel, M. J. N., Supper, W., Acetti, R., “TPX for In-Orbit Demonstration of Two-Phase Heat Transport Technology – Evaluation of Flight and Post-Flight Experiment Results”, 25th International Conference on Environmental Systems, San Diego, California, July 10-13, 1995.
- 32) Delil, A. A. M., Heemskerk, J. F., Supper, W., “TPX: Two-Phase Experiment for Get Away Special G-557”, 21st International Conference on Environmental Systems, San Francisco, California, July 15-18, 1991.
- 33) Delil, A. A. M., “Quantification of Differences between Single and Two Components Two-Phase Flow & Heat Transfer in Gravity Environments Ranging from Micro-g to Hyper-g”, International Two-Phase Thermal Control Technology Workshop, Mitchellville, USA, September 24-26, 2002.
- 34) Dunn, P. D., Reay, D. A., “Heat pipes”, Ed. Pergamon, 4^o ed., Oxford, 1994.
- 35) Escola Superior de Geopolítica e Estratégia, “Preparativos para o VLS-1 V03”, Disponível em <<http://www.defesanet.com.br/noticia/vls1-v03/>>. Acesso em 12 de junho de 2004.
- 36) Faghri, A., “Heat Pipes Science and Technology”, Taylor & Francis, 1995.
- 37) Fernandes, C. P., “Caracterização Morfológica de Espaços Porosos: Reconstituição Multiescala e Simulação de Processos de Invasão de Fluidos Não-molhantes”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1994.
- 38) Goncharov, K. A., Barantsevich, V. L., Orlov, A. A., “Experience of Development of Heat Pipes Applied in Russian Spacecrafts”, V Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators”, Minsk, Belarus, September 8 – 11, 2003A.
- 39) Goncharov, K., Orlov, A., Buz, V., “Two-Phase Thermal Control Loops for Cryogenic Temperatures”, V Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators”, Minsk, Belarus, September 8 – 11, 2003B.
- 40) Hagood, R. M., “CCPL Flight Experiment Concepts Through Integration”, 28th International Conference on Environmental Systems, Danvers, Massachusetts, July 13-16, 1998.
- 41) Heinen, L., “Análise Termodinâmica e Desenvolvimento de um Modelo Físico Matemático para o Limite de Ebulição em Circuitos de Bombeamento Capilar”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.
- 42) Hoang, T. T., “Development of an Advanced Capillary Pumped Loop”, 27th International Conference on Environmental Systems, Lake Tahoe, Nevada, July 14-17, 1997.

43) Hoang, T. T., Cheung, K. H. M., Kim, J. H., “Design and Test of a Proof-of-Concept Advanced Capillary Pumped Loop”, 27th International Conference on Environmental Systems, Lake Tahoe, Nevada, July 14-17, 1997.

44) Hoang, T., Brown, M., Baldauff, R., Cummings, S., “Development of a Two-Phase Capillary Pumped Heat Transport for Spacecraft Central Thermal Bus”, STAIF 2003 – Space Technology and Applications International Forum, Albuquerque, USA, February 2 – 6, 2003.

45) Hou, Z., Sun, C., Guo, S., Cao, J., Miao, J., “Performance Test Study on a Loop Heat Pipe”, 1999.

46) Incropera, F. P., Witt, D. P. de, “Fundamentos de Transferência de Calor e Massa”, 3^o Edição, Guanabara Koogan, 1992.

47) INPE, “Anúncio de Oportunidade para Definição da Missão Científica do Microsatélite Franco-Brasileiro.”, Disponível em <<http://www.dpi.inpe.br/inpe/frbr.html.old>>. Acesso em 12 de junho de 2004A.

48) INPE, “Anúncio de Oportunidade para Definição da Missão Científica do Microsatélite Franco-Brasileiro.”, Disponível em <<http://www.dpi.inpe.br/inpe/frbr.html>>. Acesso em 12 de junho de 2004B.

49) Johnson, D. A., Cullimore, B., Baumann, J., “Heat Pipe, CPL and LHP Analysis Integrated with Finite Element and Finite Difference CAD-Based Thermal Modeling”, International Two-Phase Thermal Control Technology Workshop, Mitchellville, USA, Septmeber 24-26, 2002.

50) Kajiki, Y., “Design Description and Drawing Package”, Fibraforte Eng. Ind. Com. LTDA, SJC – São José dos Campos, 2002.

51) Khalkhali, H., Faghri, A., Zuo, Z. J., “Entropy Generation in a Heat Pipe System”, Applied Thermal Engineering, Vol 19, pp. 1027 – 1043, 1999.

52) Kiseev, V. M., Belonogov, A. G., Pogorelov, N. P., “Development of Two-Phase Loops with Capillary Pump”, 27th International Conference on Environmental Systems, Lake Tahoe, Nevada, July 14-17, 1997.

53) Kosoy, B., “Thermodynamic Concept of Capillary Pumped Refrigeration Loop”, V Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators”, Minsk, Belarus, September 8 – 11, 2003.

54) Ku, J., “Overview of Capillary Pumped Loop Technology”, 29th National Heat Transfer Conference, Atlanta, Georgia, 8-11 August, HTD vol. 236 ASME, 1993.

55) Ku, J., Thermodynamic Aspects of Capillary Pumped Loop Operation, AIAA paper N° 942059, 6th AIAA/ASME Joint Thermophysics and Heat Transfer Conference, June 20-23, Colorado Springs, EUA, 1994.

56) Ku, J., Hoang, T. T., “An Experimental Study of Pressure Oscillation in a Capillary Pumped Loop with Multiple Evaporator and Condensers”, 33rd Intersociety Engineering Conference on Energy Conversion, Colorado Springs, Colorado, August 2-6, 1998.

57) Ku, J., Hoang, T. T., “Start up Behavior in the CAPL2 Flight Experiment”, 27th International Conference on Environmental Systems, Lake Tahoe, Nevada, July 14-17, 1997.

58) Ku, J., Kroliczek, E. J., “The Hybrid Capillary Pumped Loops”, 18th International Conference on Environmental Systems, San Francisco, California, July 11-13, 1998.

59) Ku, J., Ottenstein, L., Cheung, K., Hoang, T. T., Yun, S., “Ground Testes of Capillary Pumped Loop (CAPL3) Flight Experiment”, 28th International Conference on Environmental Systems, Danvers, Massachusetts, July 13-16, 1998.

60) Ku, J., Rodriguez, J., “Low Frequency High Amplitude Temperature Oscillations in Loop Heat Pipe Operation”, Two-Phase 2003, International Two-Phase Technology Workshop, ESTEC 2003 – Noorwijk, Netherlands, 15-17 Septmeber, 2003.

61) Lin, W. K., Wong, P. L., Wong, P. C., Cheng, P. C., H. P. Wang, “A Design and Performance Test of the Visualization within a Capillary Pumped Loop”, I International Conference on Scaling Concepts and Complex Fluids, Coparello, Italy, July 4-8, 1994.

62) Maliska, C. R., “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional”, Editora LTC – Livros Técnicos e Científicos LTDA., 1º Edição, Rio de Janeiro, 1995.

63) McIntosh, R., Kaylor, M., Buckko, M., Kroliczeck, E., R. Smith, “A Capillary Pump Loop Cooling System for the NICMOS Instrument”, 28th International Conference on Environmental Systems, Danvers, Massachusetts, July 13-16, 1998.

64) Meyer, R., Müller, R., Beckmann, K., Goncharov, K. A., Koltlyarov, E. Y., Maidanik, Y. F., “Investigation of Heat Transfer Performance of Capillary Pumped Ammonia Loop Under Gravity”, 23rd International Conference on Environmental Systems, Colorado Springs, Colorado, July 12-15, 1993.

65) Ministério das Relações Exteriores, Departamento de Cooperação Científica, Técnica e Tecnológica, Divisão de Ciência e Tecnologia, “Ata da Reunião do Grupo Franco Brasileiro de Cooperação Científica, Tecnológica e Universitária.”, Disponível em <http://www.dct.mre.gov.br/ata_reiniao_franca_brasil.htm>. Acesso em 12 de junho de 2004.

66) Muraoka, I., Ramos, F. M., Vlassov, V. V., “Experimental and Theoretical Investigation of a Capillary Pumped Loop with a Porous Element in the Condenser”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol, 25, N°8, pp. 1085 – 1094, 1998.

67) Nikitkin, M. N., Bienert, W. B., Goncharov, K. A., “Non Condensable Gases and Loop Heat Pipe Operation”, 28th International Conference on Environmental Systems, Danvers, Massachusetts, July 13-16, 1998.

68) Nikitkin, M. N., Cullimore, B., “Capillary Pumped Loop and Loop Heat Pipe Technologies: What are the Differences, What are the Similarities?”, 28th International Conference on Environmental Systems, Danvers, Massachusetts, July 13-16, 1998.

69) Ottenstein, L., Butler, D., Ku, J., Cheung, K., Baldauff, R., Hoang, T., “Flight Testing of the Capillary Pumped Loop 3 Experiment”, STAIF 2003 – Space Technology and Applications International Forum, Albuquerque, USA, February 2 – 6, 2003A.

70) Ottenstein, L., Ku, J., Feenan, D., “Thermal Vacuum Testing of a Novel Loop Heat Pipe Design for the Swift BAT Instrument”, STAIF 2003 – Space Technology and Applications International Forum, Albuquerque, USA, February 2 – 6, 2003B.

71) Ottenstein, L., Niemberg, J., “Flight Testing Two-Phase Flow Flight Experiment”, 28th International Conference on Environmental Systems, Danvers, Massachusetts, July 13-16, 1998.

72) Peterson, G. P., “An introduction to heat pipes – Modeling, testing, and applications”, Ed. Wiley-Interscience, 1994.

73) Reimbrecht, E. G., “Caracterização Geométrica e Determinação de Propriedades de Elementos Porosos para Uso em Bombas Capilares”, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.

74) Reimbrecht, E. G., Philippi, P. C., Bazzo, E., “Wick Characterization by Image Analysis”, 31st International Conference on Environmental Systems, Orlando, Florida, July 9-12, 2001.

75) Riehl, R., Bazzo, E., Camargo, H. V. R., Reimbrecht, E. G., “Ground Testing and Thermodynamic Behavior of a Capillary Pumping Two-Phase Loop”, 11th International Heat Pipe Conference, Krostoma, Moscow, Russia, May 19-24, 2002.

76) Schlitt, R., Labuhn, D., Vlassov, V., Ochterbeck, J., Pin, O., “ALGOCAP – Assessment of Thermo Hydraulic Algorithm for Capillary Pumped Loops and Loop Heat Pipes”, International Two-Phase Thermal Control Technology Workshop, Mitchellville, USA, September 24-26, 2002.

77) Stenger, F., J., “Experimental feasibility study of water-filled capillary-pumped heat transfer loops”, NASA TM-X-1310, NASA Lewis Research Center, Cleveland, EUA, 1966.

78) Stoecker, W. F., Jones, J. W., “Refrigeração e ar condicionado”, Ed. McGraw Hill do Brasil, 1985.

79) Takahashi, A. R., “Análise da Transferência de Calor e Massa com Mudança de Fase em Elementos Porosos Visando a sua Otimização para Aplicação em Bombas Capilares”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2002.

80) Teles, T. N., “Investigação Experimental de Uma Placa de Resfriamento Constituída de Bombas Capilares com Ranhuras Circunferenciais de Secção Triangular”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1996.

81) Vick Comércio de Plásticos e Isolantes LTDA., Disponível em <<http://www.vick.com.br/vick/Produtos/polietileno/tabela.htm>>. Acesso em 01 de outubro de 2005.

82) Vlassov, V., Schlitt, R., Bodendieck, F., “Two-Level Modeling of Capillary Pumped Two-Phase Loops”, Two-Phase 2003, International Two-Phase Technology Workshop, ESTEC 2003 – Noorwijk, Netherlands, 15-17 Septmeber, 2003.

83) Wang, J., Merilo, E., Catton, I., “Investigation of Evaporation Heat Transfer in Porous Wicks for High Heat Flux Applications”, Proceedings of ASME NHCT 01 – 35th National Heat Transfer Conference, Anaheim, California, USA, June 10 – 12, 2001.

84) Wylen, G. J. Van, Sonntag, R. E., “Fundamentos da Termodinâmica Clássica”, 5ª Edição, Editor Edgard Blücher LTDA., 1992.

85) Wolf, D., Krociczek, E., “Two-Phase Technology Status at Swales Aerospace”, Two-Phase 2003, International Two-Phase Technology Workshop, ESTEC 2003 – Noorwijk, Netherlands, 15-17 Septmeber, 2003.

86) Zhao, T. S., Liao, Q., T. K. Chen, “An Experimental Study of Heat Transfer Characteristics of CPL Evaporators”, 2000.

ANEXO I – CÓDIGOS COMPUTACIONAIS

A.I.A. Cálculo da Pressão de Bombeamento Capilar

```
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C      Programa para cálculo da pressão de bombeamento capilar
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

implicit none
real*8 pi,roli,mili,nili,hlv,sigma,pv,tv,tl,velova,diva,rev,fva
real*8 dloopva,cpl,beta,ri,omega,espranhu,delta,compbomb,nuranhu
real*8 q,g,dp1,dp2,dp3,difpre,angulo(52),y5,alfa,area,raioh,veloli
real*8 dili,reli,fli,dloopli,rc,pl(52),pcm,qranhu,qlinha,psi(52)
real*8 r1(52),fhi2(52),lli,lva,y4,pp,alty(52),teta(52),ziz(52)
real*8 rah(52),arw(52),fhi0(52),fhi1(52),y6,zy,fhi3(52)
real*8 dheltah(52),ve(52),vemedi(52),relh(52),dloop,rova,y,zpp
real*8 za(52),fr(52),dheltapi(52),totcp,y1,y2(52),y3,miva,angre
real*8 pcmreal,xzero,fhizero,difreal,pteo,pltot

real*8 t,mv,rv,rg,niva,psat
real*8 dsigmadt,dpsdt,nunint
integer nuint,zip,contador,i,x,ipp
character*8 fluido,tipofluido,perdatubo,tipotubo

C      Entrada de dados

C      Tipo de tubos = ranhura circunferencial (r), monogroove (m)
C      Tipo de fluidos = agua (h), acetona (c), amonia (a), freon 113 (f)
C      Perda na tubulação = sim (s), não (n)
C      Numero de divisões da ranhura = nuint
C      Angulo de abertura da ranhura = beta
C      Raio interno da bomba capilar = ri
C      Profundidade da ranhura = delta
C      Largura da ranhura = omega
C      Passo da ranhura = espranhu
C      Comprimento da bomba capilar = compbomb
C      Angulo de posicionamento da régua na bomba capilar = angre
C      Temperatura do fluido liquido e vapor = t
C      Constante Universal dos gases = rg
```

C Diâmetro da linha de líquido = dili
 C Diâmetro da linha de vapor = diva
 C Comprimento da linha de líquido = lli
 C Comprimento da linha de vapor = lva
 C Aceleração da gravidade = g
 C Calor aplicado = q

```
tipotubo='r'                               angre=30.0
fluido='h'                                  nunint=1.0*nuint
tipofluido=fluido                          t=300.0
perdatubo='s'                               rg=8314.0d0
nuint=36                                    dili=6.35
beta=0.6                                    diva=10
ri=5.95                                    lli=1.437
delta=310.0                                lva=1.5
omega=33.0                                  g=9.81
espranhu=215.0                              q=1.0
compbomb=5.5
```

```
call prop_fluido(fluido,t,mv,rv,rg,roli,rova,mili,miva,
lnili,niva,cpl,psat,sigma,hlv,dsigmadt,dpsdt)
```

```
do i=1,nuint
  dheltah(i)=hlv+cpl*(tv-tl)
enddo
```

```
pi=acos(-1.0)
beta=beta*pi/180.0
ri=ri*1.0D-03
delta=delta*1.0D-06
omega=omega*1.0D-06
espranhu=espranhu*1.0D-06
compbomb=compbomb*1.0D-02
nuranhu=compbomb/espranhu
diva=diva*1.0D-03
dili=dili*1.0D-03
```

```
fhizero=-0.0175*angre
xzero=0.0175*angre+pi/2.0
```

```
if(tipotubo.eq.'r')then
  psi(1)=fhizero
  do i=1,nuint
    psi(i+1)=psi(i)+xzero/(nunint-1.0)
  enddo
endif
```

```
rc=2.0*cos(beta)*((omega/2.0)-delta*tan(beta))/(1.0-sin(beta))
pcm=2.0*sigma/rc
pteo=pcm
```

```

pcmreal=pcm

do i=1,nuint
  fhi0(i)=(pi/2.0)-psi(i)
  fhi1(i)=sin(psi(i+1))-sin(psi(i))
  fhi2(i)=pi*pi/4.0*(psi(i+1)-psi(i))-pi/2.0*(psi(i+1)*psi(i+1)
1   -psi(i)*psi(i))+1.0/3.0*(psi(i+1)*psi(i+1)*psi(i+1)
2   -psi(i)*psi(i)*psi(i))
  fhi3(i)=2.0*pi*(psi(i+1)-psi(i))-2.0*(psi(i+1)*psi(i+1)-psi(i)
1   *psi(i))
enddo

```

```

CC   Começo do programa de iterações para calcular a perda de
CC   pressão na bomba

```

```

difpre=15.0
difreal=15.0
totcp=0.0

```

```

do while((difpre.gt.5.0).and.(difreal.gt.5.0))

```

```

CC   Calculo para a pressão capilar da bomba

```

```

if(tipotubo.eq.'r') then
  qranhu=q/(2.0*nuranhu)
  qlinha=qranhu/(xzero*ri)
endif

```

```

if(tipotubo.eq.'m') then
  qranhu=q/(2.0*nuranhu)
  qlinha=qranhu/(pi*ri)
endif

```

```

if(perdatubo.eq.'s') then

```

```

CC   Calculo para a linha de líquido

```

```

  veloli=4.0*q/(hlv*roli*pi*dili**2.0)
  reli=roli*veloli*dili/mili
  fli=64.0/reli
  dloopli=fli*lli*roli*veloli**2.0/(dili*2.0)

```

```

CC   Calculo para a linha de vapor

```

```

  velova=4.0*q/(hlv*rova*pi*diva**2.0)
  reva=rova*velova*diva/miva
  fva=64.0/reva

```

```

  if(reva.gt.2300.0) then
    fva=0.3164/(reva**0.25)
  
```

```

endif

dloopva=fva*Iva*rova*(velova**2.0)/(diva*2.0)

CC      Calculo para perda total no loop

      dloop=dloopli+dloopva
endif

if(perdatubo.eq.'n') then
      dloop=5.0
endif

pl(1)=pv-dloop

do i=1,nuint
      r1(i)=sigma/(pv-pl(i))
      alty(i)=(2.0*r1(i)*cos(beta)-omega)*(delta*(1.0+sin(beta))
1          -(omega/2.0)*cos(beta))/(rc*cos(beta)-omega)

      if(alty(i).gt.delta) then
          alty(i)=delta-5.0*1.0D-06
      endif

      y2(i)=omega/(2.0*r1(i))

      if(y2(i).ge.-1.0.and.(y2(i).le.1.0)) then
          teta(i)=acos(y2(i))-beta
      else
          teta(i)=0.0
      endif

      if(teta(i).gt.0.0) then
          alty(i)=0.0
      endif

      if(teta(i).lt.0.0) then
          teta(i)=0.0
      endif

      angulo(i)=teta(i)*180.0/pi
      arw(i)=(delta-alty(i))*(r1(i)*cos(beta+teta(i))+omega/
1          2.0)-delta*tan(beta)-r1(i)*r1(i)*(((pi/2.0)-beta
2          -teta(i))-(0.5)*sin(2.0*(beta+teta(i))))

      if(arw(i).le.0.0) then
          if(i.eq.1)then
              arw(i)=0.0
          else
              arw(i)=arw(i-1)/2.0
          endif
      endif

```

```

                endif
            endif

            za(i)=delta-alty(i)-delta*sin(beta)
            ziz(i)=omega*cos(beta)

            rah(i)=arw(i)*cos(beta)/(ziz(i)+2.0*za(i))

            ve(i)=qlinha*ri*fhi0(i)/(roli*arw(i)*dheltah(i))
            vedia(i)=qlinha*ri/(roli*arw(i)*dheltah(i))

            relh(i)=4.0*rah(i)*vedia(i)/nili

CC*****
CC      Pagina 127 Faghri para 0<alfa<1 (ver pg 128 / fig 3.6)

            alfa=omega/(delta-alty(i))
            fr(i)=24.0/relh(i)*(1.0-1.3553*alfa+1.9467*alfa*alfa
1              -1.7012*alfa*alfa*alfa+0.9564*alfa*alfa*alfa*alfa
2              -0.2537*alfa*alfa*alfa*alfa*alfa)

            dp1=roli*g*ri*fhi1(i)
            dp2=fr(i)*ri*fhi2(i)*(roli/2.0)*vedia(i)*vedia(i)
1              /rah(i)
            dp3=-fhi3(i)*(roli/2.0)*vedia(i)*vedia(i)

            dheltapi(i)=dp1+dp2+dp3

            if(dheltapi(i).le.0.0) then
                if (i.eq.1) then
                    dheltapi(i)=0.0
                else
                    dheltapi(i)=dheltapi(i-1)
                endif
            endif
        endif

        pl(i+1)=pl(i)-dheltapi(i)

        y5=relh(i)*fr(i)

        raioh=rah(i)*1.0D06
        area=arw(i)*1.0D06

    enddo

CC      Calculo para a totalizacao da pressao capilar da bomba,
CC      somando-se todos os valores parciais

    totcp=0.0
    do i=1,nuint

```

```
totcp=dheltapi(i)+totcp
enddo
```

```
pltot=0.0
do i=1,nuint
  pltot=pl(i)+pltot
enddo
```

CC Comparacao entre o valor da pressao capilar e as perdas de carga

```
difpre=pcm-totcp-dloop
difreal=pcmreal-pv+pl(i)

if(perdatubo.eq.'n') then
  difreal=1500.0
endif
```

```
if(tipofluido.eq.'c') then
q=q+1.0
```

```
y1=0.3*pcm
y3=0.1*pcm
y4=0.3*pcmreal
y6=0.1*pcmreal
```

```
if((difpre.lt.y1).or.(difreal.lt.y4)) then
q=q-1.0
q=q+0.1
endif
if((difpre.lt.y3).or.(difreal.lt.y6)) then
q=q-0.1
q=q+0.01
endif
endif
```

```
if(tipofluido.eq.'f') then
q=q+1.0
```

```
y1=0.5*pcm
y3=0.2*pcm
y4=0.3*pcmreal
y6=0.1*pcmreal
```

```
if((difpre.lt.y1).or.(difreal.lt.y4)) then
q=q-1.0
q=q+0.1
endif
if((difpre.lt.y3).or.(difreal.lt.y6)) then
q=q-0.1
```

```
        q=q+0.01
    endif
endif

if(tipofluido.eq.'a') then
    q=q+5.0

    y1=0.3*pcm
    y3=0.09*pcm
    y4=0.3*pcmreal
    y6=0.1*pcmreal

    if((difpre.lt.y1).or.(difreal.lt.y4)) then
        q=q-5.0
        q=q+1.0
    endif
    if((difpre.lt.y3).or.(difreal.lt.y6)) then
        q=q-1.0
        q=q+0.1
    endif
endif

    if(tipofluido.eq.'h') then
        q=q+1.0

        y1=0.3*pcm
        y3=0.1*pcm
        y4=0.3*pcmreal
        y6=0.1*pcmreal

        if((difpre.lt.y1).or.(difreal.lt.y4)) then
            q=q-1.0
            q=q+0.1
        endif
        if((difpre.lt.y3).or.(difreal.lt.y6)) then
            q=q-0.1
            q=q+0.01
        endif
    endif

enddo

write(*,*) 'perda de carga no loop =', dloop
write(*,*) 'calor total aplicado = ', q
write(*,*) 'pressao capilar real = ', pcmreal

pause

end
```

A.I.B.Cálculo das Propriedades Termofísicas do Fluido de Trabalho

```
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C  Subrotina para propriedades termofisicas do fluido
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

      SUBROUTINE prop_fluido(fluido,t,mv,rv,rg,roli,rova,mili,miva,
      lnili,niva,cpl,psat,sigma,hlv,dsigmatd,dpsdt)

      implicit none
      real*8 mv,rv,rg,dpsdt
      real*8 tv,t,tl,roli,rova
      real*8 mili,miva,nili,niva,psat
      real*8 hlv,cpl,sigma,dsigmatd
      integer i,j
      character*8 fluido

      C  AMONIA
      if (fluido .eq. 'a') then
         mv=17.0
         rv=rg/mv
      else
      C  ACETONA
      if (fluido .eq. 'c') then
         mv=58.1
         rv=rg/mv
      else
      C  FREON
      if (fluido .eq. 'f') then
         mv=187.4
         rv=rg/mv
      else
      C  AGUA
      if (fluido .eq. 'h') then
         mv=18.0
         rv=rg/mv
      else
         write(*,*)'**** Fluido nao especificado ****'
         stop
      endif
      endif
      endif
      endif

      C  PROPRIEDADES TERMODINAMICAS E DE TRANSPORTE
      tv=t
      tl=t
```

```

C AMONIA
  if (fluido .eq. 'a') then
C Propriedades da AMONIA LIQUIDA
  roli=-7776.74407+193.25036*tl-1.78916*tl**(2.0)
1+0.00872*tl**(3.0)-2.37171*10.0**(-5.0)*tl**(4.0)
  2+3.41732*10.0**(-8.0)*tl**(5.0)-2.04097*10.0**(-11.0)
  3*tl**(6.0)
  mili=7.26974*10.0**(-7.0)+3.47161*10.0**(-5.0)*tl-4.43051
1*10.0**(-7.0)*tl**(2.0)+2.46669*10.0**(-9.0)*tl**(3.0)
  2-7.32926*10.0**(-12.0)*tl**(4.0)+1.13873*10.0**(-14.0)
  3*tl**(5.0)-7.27716*10.0**(-18.0)*tl**(6.0)
  nili=mili/roli
C Propriedades da AMONIA VAPOR
  rova=2.77409*10.0**(-11.0)+8.10825*10.0**(-13.0)*tv
1+3.79265*10.0**(-9.0)*tv**(2.0)+1.49968*10.0**(-6.0)
  2*tv**(3.0)-9.81864*10.0**(-8.0)*tv**(4.0)+1.29871
  3*10.0**(-9.0)*tv**(5.0)-7.43739*10.0**(-12.0)*tv**(6.0)
  4+2.16411*10.0**(-14.0)*tv**(7.0)-3.17527*10.0**(-17.0)
  5*tv**(8.0)+1.9256*10.0**(-20.0)*tv**(9.0)
  miva=3.11402*10.0**(-4.0)-6.88144*10.0**(-6.0)*tv+6.36066
1*10.0**(-8.0)*tv**(2.0)-3.09822*10.0**(-10.0)*tv**(3.0)
  2+8.44255*10.0**(-13.0)*tv**(4.0)-1.2219*10.0**(-15.0)
  3*tv**(5.0)+7.35046*10.0**(-19.0)*tv**(6.0)
  niva=miva/rova
C Utilizacao das correlacoes retiradas do Faghri para a Ammonia (pag 811)
  psat=7.08531*10.0**(-8.0)-1.7974*10.0**(-8.0)*tv+6.85798
1*10.0**(-6.0)*tv**(2.0)+0.0033*tv**(3.0)+0.00164
  2*tv**(4.0)-2.92761*10.0**(-5.0)*tv**(5.0)+2.01378
  3*10.0**(-7.0)*tv**(6.0)-6.9658*10.0**(-10.0)*tv**(7.0)
  4+1.25161*10.0**(-12.0)*tv**(8.0)-9.0002*10.0**(-16.0)
  5*tv**(9.0)
  hlvs=-1.87729*10.0**(-7.0)+466884.99427*tv-4396.27287
1*tv**(2.0)+21.81262*tv**(3.0)-0.06043*tv**(4.0)
  2+8.86133*10.0**(-5.0)*tv**(5.0)-5.38617*10.0**(-8.0)
  3*tv**(6.0)
  cpl=-218183.9937+4131.95388*tl-30.60031*tl**(2.0)
1+0.1129*tl**(3.0)-2.07433*10.0**(-4.0)*tl**(4.0)+1.52041
  2*10.0**(-7.0)*tl**(5.0)
  sigma=0.63949-0.01001*tv+7.18967*10.0**(-5.0)
1*tv**(2.0)-2.79801*10.0**(-7.0)*tv**(3.0)+6.07986
  2*10.0**(-10.0)*tv**(4.0)-7.00099*10.0**(-13.0)*tv**(5.0)
  3+3.35403*10.0**(-16.0)*tv**(6.0)
  dsigmatd=-0.1001*10.0**(-1.0)+0.1437934*10.0**(-3.0)
1*tv**(1.0)-0.839403*10.0**(-6.0)*tv**(2.0)+0.2431944
  2*10.0**(-8.0)*tv**(3.0)-0.3500495*10.0**(-11.0)
  3*tv**(4.0)+0.2012418*10.0**(-14.0)*tv**(5.0)
dpsdt=-0.17974*10.0**(-7.0)+0.1371596*10.0**(-4.0)*tv
1**(1.0)+0.99*10.0**(-2.0)*tv**(2.0)+0.656*10.0**(-2.0)
  2*tv**(3.0)-0.1463805*10.0**(-3.0)*tv**(4.0)+0.1208268

```

```
3*10.0**(-5.0)*tv**(5.0)-0.487606*10.0**(-8.0)*tv**(6.0)
4+0.1001288*10.0**(-10.0)*tv**(7.0)-0.810018*10.0**(-14.0)
5*tv**(8.0)
endif

C ACETONA
  if (fluido .eq. 'c') then
C Propriedades da ACETONA LIQUIDA
  roli=10.0**(4.12759)*tl**(-0.50019)
  mili=10.0**(4.05836)*tl**(-3.05032)
  nili=mili/roli
C Propriedades da ACETONA VAPOR
  rova=10.0**(-27.84135)*tv**(11.16526)
  miva=10.0**(-6.91745)*tv**(0.74137)
  niva=miva/rova
C Utilizacao das correlacoes retiradas do Faghri para a Acetona (pag 810)
  psat=10.0**(-26.60323)*tv**(12.53972)
  hlvs=10.0**(7.55438)*tv**(-0.73398)
  cpl=10.0**(2.19462)*tl**(0.46548)
  sigma=10.0**(3.08503)*tv**(-1.9225)
  dsigmat=-2338.279104/tv**2.9225
  dpsdt=0.3126495725*10.0**(-25.0)*tv**(11.53972)
  endif

C FREON
  if (fluido .eq. 'f') then
C Propriedades do FREON 113 LIQUIDO
  roli=10.0**(4.19223)*tv**(-0.40436)
  mili=10.0**(6.6114)*tv**(-3.95742)
  nili=mili/roli
C Propriedades do FREON 113 VAPOR
  rova=10.0**(-26.44289)*tv**(10.89692)
  miva=10.0**(-6.59272)*tv**(0.64874)
  niva=miva/rova
C Utilizacao das correlacoes retiradas do Faghri para o Freon 113 (pag 814)
  cpl=10.0**(1.84466)*tv**(0.458)
  psat=10.0**(-24.19193)*tv**(11.6473)
  hlvs=10.0**(6.50126)*tv**(-0.53552)
  sigma=10.0**(2.33968)*tv**(-1.64876)
  dsigmat=-360.4437028/tv**2.64876
  dpsdt=0.748678328*10.0**(-23.0)*tv**10.6473
  endif

C AGUA
  if (fluido .eq. 'h') then
C Propriedades da AGUA LIQUIDA
  roli=894.75287+1.04577*tl-0.00234*tl**(2.0)
  mili=0.0788-7.51583*10.0**(-4.0)*tl+2.70822*10.0**(-6.0)
  1*tl**(2.0)-4.34923*10.0**(-9.0)*tl**(3.0)+2.62074
  2*10.0**(-12.0)*tl**(4.0)
```

```

nili=mili/roli
C  Propriedades do AGUA VAPOR
rova=-4.34737*10.0**(-7.0)-0.00572*tv+1.62567
1*10.0**(-4.0)*tv**(2.0)-1.79352*10.0**(-6.0)*tv**(3.0)
2+9.82959*10.0**(-9.0)*tv**(4.0)-2.78389*10.0**(-11.0)
3*tv**(5.0)+3.71161*10.0**(-14.0)*tv**(6.0)-1.59683
4*10.0**(-17.0)*tv**(7.0)
miva=-5.88049*10.0**(-6.0)+5.82415*10.0**(-8.0)*tv
1-2.72727*10.0**(-11.0)*tv**(2.0)
niva=miva/rova
C  Utilizacao das correlacoes retiradas do Faghri para a Água (pag 821)
psat=7.38328*10.0**(6.0)-92082.88634*tv+414.80014
1*tv**(2.0)-0.72849*tv**(3.0)+1.09078*10.0**(-4.0)
2*tv**(4.0)+6.99086*10.0**(-7.0)*tv**(5.0)
hlv=2.721*10.0**(6.0)+249.98466*tv-4.00189*tv
1**(2.0)
cpl=88307.25539-1327.40954*tl+8.6942*tl**(2.0)
1-0.03024*tl**(3.0)+5.89001*10.0**(-5.0)*tl**(4.0)
2-6.08841*10.0**(-8.0)*tl**(5.0)+2.61353*10.0**(-11.0)*tl
3**(6.0)
sigma=0.10216-4.1018*10.0**(-5.0)*tv-2.01324*10.0**
1(-7.0)*tv**(2.0)
C  dsigmatd=-((0.6*10.0**(-9.0)*tv**(2.0)-0.8*10.0**(-6.0)
C      1*tv+0.5*10.0**(-4.0))
dsigmatd=-0.41018*10.0**(-4.0)-0.402648*10.0**(-6.0)*tv
1**(1.0)
dpsdt=-92082.88634+829.600280*tv**(1.0)-2.185470*tv
1**(2.0)+0.436312*10.0**(-3.0)*tv**(3.0)+0.349543*10.0**(-5.0)
2*tv**(4.0)
endif

if (roli.lt.0.0) then
roli=1.0*10.0**(-30.0)
endif
if (mili.lt.0.0) then
mili=1.0*10.0**(-30.0)
endif
if (nili.lt.0.0) then
nili=1.0*10.0**(-30.0)
endif
if (rova.lt.0.0) then
rova=1.0*10.0**(-30.0)
endif
if (miva.lt.0.0) then
miva=1.0*10.0**(-30.0)
endif
if (niva.lt.0.0) then
niva=1.0*10.0**(-30.0)
endif
if (psat.lt.0.0) then

```



```

di=7.95*10.0**(-3.0)
tvs=290.0
tsat=280.0
tls=275.0
tc1=266.65
C      Temperatura de subresfriamento desejada
tsub=270.0
pi=acos(-1.0)
g=9.81
hlv=1237.0*10.0**(3.0)
prva=cpv*miv/kv
prli=cpl*mil/kl

q='uni'
t='nao'
uni='uni'
fluido='amonia'

nui=10.0**(10.0)
nuo=10.0**(10.0)
nuii=10.0**(10.0)
nuoo=10.0**(10.0)
numg=10.0**(10.0)
hcp=10.0**(10.0)

open(unit=nusselt,file='nusselt.txt',status='unknown')
5599 format(1x,A8,F17.3)

C      Cálculo do condensador

fm=pot/hlv
qcond=fm*(cpv*(tvs-tsat)+hlv+cpl*(tsat-tls))
tc2=qcond/(fmc*cpmg)+tc1
deltat1=tvs-tc2
deltat2=tls-tc1
deltat=(deltat1-deltat2)/(log(deltat1/deltat2))

write(nusselt,5599) 'qcond =', qcond
write(nusselt,5599) 'tc2 =', tc2
write(nusselt,5599) 'deltat =', deltat

C      Calculo do Reynolds para o fluido termico

reli=4.0*fm/(pi*di*mil)
reva=4.0*fm/(pi*di*miv)

C      Calculo do Reynolds para o monoetileno

dh=doo-dii
fl=dii/doo

```

```
remg=4.0*fmc*dh/(pi*(doo*doo-dii*dii)*mimg)
```

```
write(nusselt,5599) 'reli =', reli  
write(nusselt,5599) 'reva =', reva  
write(nusselt,5599) 'remg =', remg
```

```
C      Fluido de trabalho liquido
```

```
if(reli.le.2300.0)then  
if(q.eq.uni)then  
    nuli=4.36  
endif  
if(t.eq.uni)then  
    nuli=3.66  
endif  
endif
```

```
if(reli.gt.2300.0)then  
C      Resfriamento nn=0.3  
nuli=0.023*reli**(4.0/5.0)*prli**(0.3)  
endif
```

```
C      Fluido de trabalho vapor
```

```
if(reva.le.2300.0)then  
if(q.eq.uni)then  
    nuva=4.36  
endif  
if(t.eq.uni)then  
    nuva=3.66  
endif  
endif
```

```
if(reva.gt.2300.0)then  
C      Resfriamento nn=0.3  
nuva=0.023*reva**(4.0/5.0)*prva**(0.3)  
endif
```

```
C      Condensação pelicular no interior de tubos - Usada para Re < 35000
```

```
if(reva.lt.35000.0)then  
hfg=hlv+(3.0/8.0)*cpl*(tsat-tsub)  
hm1=g*rol*(rol-rov)*kl**(3.0)*hfg  
hm2=(mil*(tsat-tsub)*dh)  
hcp=0.555*(hm1/hm2)**(1.0/4.0)  
endif
```

```
C      Calculo do Nusselt para o fluido termico
```

```
C      hcp para condensação e h para escoamento de vapor e fluido
```

```
hli=nuli*k1/di
hva=nuva*kv/di
```

```
write(nusselt,5599) 'nuli  =', nuli
write(nusselt,5599) 'nuva  =', nuva
write(nusselt,5599) 'hli   =', hli
write(nusselt,5599) 'hva   =', hva
write(nusselt,5599) 'hcp   =', hcp
```

C Monoetileno

```
if(remg.le.2300.0)then
if(q.eq.uni)then
nui=4.4438*f1**(-0.4305)
nuo=4.5524*f1**(3.0)-7.1843*f1**(2.0)+3.7299*f1+3.7641
endif
if(t.eq.uni)then
nuii=4.9337*f1**(-0.396)
nuoo=41.402*f1**(5.0)-109.7*f1**(4.0)+104.57*f1**(3.0)-42.979*
f1**(2.0)+7.686*f1+4.4109
tetai=-67.711*f1**(5.0)+195.38*f1**(4.0)-211.95*f1**(3.0)+107.86*
f1**(2.0)-26.46*f1+3.2224
tetao=0.0866*f1**(5.0)-0.3156*f1**(4.0)+0.5173*f1**(3.0)-0.5554*
f1**(2.0)+0.6131*f1+2.0*10**(-5.0)
nui=nuii/(1-(qo/qi)*tetai)
nuo=nuoo/(1-(qi/qo)*tetao)
endif
endif
```

```
if(remg.gt.2300.0)then
C            Aquecimento nn=0.4
numg=0.023*remg**(4.0/5.0)*prmg**(0.4)
endif
```

```
hi=nui*kmg/dh
ho=nuo*kmg/dh
hmg=numg*kmg/dh
```

```
write(nusselt,5599) 'nui   =', nui
write(nusselt,5599) 'nuo   =', nuo
write(nusselt,5599) 'nuii  =', nuii
write(nusselt,5599) 'nuoo  =', nuoo
write(nusselt,5599) 'numg  =', numg
write(nusselt,5599) 'hi    =', hi
write(nusselt,5599) 'ho    =', ho
write(nusselt,5599) 'hmg   =', hmg
```

```
uccp=1.0/(1.0/hi+1.0/ho+1.0/hmg+1.0/hcp)
uc=1.0/(1.0/hi+1.0/ho+1.0/hmg++1.0/hli+1.0/hva)
lccp=qcond/(uccp*pi*di*deltat)
```

```

lc=qcond/(uc*pi*di*deltat)

C      Cálculo do subresfriador

qsub=fm*cpl*(tls-tsub)
tc3=qsub/(fmc*cpmg)+tc2
deltat1=tls-tc3
deltat2=tsub-tc2
deltat=(deltat1-deltat2)/(log(deltat1/deltat2))

usub=1.0/(1.0/hi+1.0/ho+1.0/hmg+1.0/hli)
lsub=qsub/(usub*pi*di*deltat)

write(nusselt,5599) 'qsub  =', qsub
write(nusselt,5599) 'tc3   =', tc3
write(nusselt,5599) 'deltat =', deltat
write(nusselt,5599) 'uc    =', uc
write(nusselt,5599) 'ucecp =', ucecp
write(nusselt,5599) 'usub  =', usub
write(nusselt,5599) 'lc    =', lc
write(nusselt,5599) 'lcecp =', lcecp
write(nusselt,5599) 'lsub  =', lsub

      close(nusselt)

C      return
end

```

A.I.D. Geração da Malha do Elemento Poroso

```

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C      Programa para geração da malha circular para o elemento poroso
C
C      01 de abril de 2003
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

implicit none
real*8 x(50,50),y(50,50),xa(50,50),xb(50,50),xc(50,50),xd(50,50)
real*8 ya(50,50),yb(50,50),yc(50,50),yd(50,50),ax(50),bx(50)
real*8 jaco(50,50),dxcsip(50,50),dyetap(50,50),dxtap(50,50)
real*8 dycsip(50,50),axp(50,50),axe(50,50),axw(50,50),axn(50,50)
real*8 axs(50,50),axne(50,50),axse(50,50),axnw(50,50),axsw(50,50)
real*8 ayp(50,50),aye(50,50),ayw(50,50),ayn(50,50),ays(50,50)
real*8 ayne(50,50),ayse(50,50),aynw(50,50),aysw(50,50),alfa(50,50)
real*8 beta(50,50),gama(50,50),xee(50,50),xww(50,50),xss(50,50)
real*8 xnn(50,50),xene(50,50),xese(50,50),xwnw(50,50),xsw(50,50)
real*8 yee(50,50),yww(50,50),yss(50,50),ynn(50,50),yene(50,50)
real*8 yese(50,50),ywnw(50,50),ysw(50,50),xnew(50,50),ynew(50,50)

```

```

real*8 cx(50),dx(50),ay(50),by(50),cy(50),dy(50),px(50,50)
real*8 qx(50,50),py(50,50),qy(50,50),T(50,50),Tnew(50,50)
real*8 dxcsiee(50,50),dxcsiww(50,50),dxcsinn(50,50),dxcsiss(50,50)
real*8 dxetaee(50,50),dxetaww(50,50),dxetann(50,50),dxetass(50,50)
real*8 dycsiee(50,50),dycsiww(50,50),dycsinn(50,50),dycsiss(50,50)
real*8 dyetaee(50,50),dyetaww(50,50),dyetann(50,50),dyetass(50,50)
      common derivadas,jacobiano,inicial,final
integer exercicio,nx,ny,inicial,i,j,lor,derivadas,jacobiano,final

real*8 r(50,50),tt(50,50),ttrad(50,50),xatrai,yatrai,erromax
real*8 deltaeta,deltacsi,axns(50,50),ayns(50,50),erro,errox,erroy
real*8 pi,r1,r2,l,rp1,rp2,teta1,teta2,teta3,ttp1,ttp2
integer nr,ntt,nr2,k

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C  Entrada de dados - programa principal
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

C      Escolha o exercicio a ser feito

write(*,*)'Escolha o exercicio a ser feito!'
write(*,*)'Para realizar a geracao de uma malha circular
lpara o elemento poroso digite 5'
write (*, '(1X, A\))'Entre com o exercicio escolhido:'
300      read (*, '(i)') exercicio
if(exercicio.gt.5) then
write (*, *) 'Voce digitou um numero de exercicio incorreto'
write(*, '(1X, A\))'Entre com o numero do exercicio escolhido:'
goto 300
endif

C  Número de volumes de controle que se deseja utilizar, deve-se usar nx e ny impares

nx=11
ny=17

erromax=0.001

C  Espaçamento da malha (deltacsi, deltaeta)

deltaeta=1.0
deltacsi=1.0

C  Chamada das propriedades utilizadas no problema

call inicializacao(T,x,y,xa,xb,xc,xd,ya,yb,yc,yd,jaco,dxcsip,
1dyetap,dxetap,dycsip,axp,axe,axw,axn,axs,axne,axse,axnw,axns,ayp,
2aye,ayw,ayn,ays,ayne,ayse,aynw,ayns,alfa,beta,gama,xee,xww,xss,

```

```

3xnn,xene,xese,xwnw,xwsw,yee,yww,yss,ynn,yene,yese,ywnw,ywsw,nx,ny,
4xnew,ynew,Tnew)
call vetcont(x,y,nx,ny,exercicio,nr2,ntt)
call chute(x,y,nx,ny)

```

```

open(unit=inicial,file='inicialx.txt',status='unknown')
do i=1,ny
  write(inicial,5999)(x(i,j),j=1,nx)
enddo
close(inicial)

```

```

open(unit=inicial,file='inicialy.txt',status='unknown')
do i=1,ny
  write(inicial,5999)(y(i,j),j=1,nx)
enddo
close(inicial)

```

```
5999 format(1x,50(E14.6))
```

```
do lor=1,50
```

```

call xaxbxcxd(x,xee,xww,xnn,xss,xa,xb,xc,xd,nx,ny)
call yaybycyd(y,yee,yww,ynn,yss,ya,yb,yc,yd,nx,ny)

```

```

call dxdcsi(x,dxcsip,dxcsiee,dxcsiww,dxcsin,dcsciss,
1xee,xww,xa,xb,xc,xd,deltacsi,nx,ny)
call dxdelta(x,dxetap,dxetaee,dxetaww,dxetann,dxetass
1,xnn,xss,xa,xb,xc,xd,deltaeta,nx,ny)

```

```

call dydcsi(y,dycsip,dycsiee,dycsiww,dycsin,dycsiss
1,yee,yww,ya,yb,yc,yd,deltacsi,nx,ny)
call dydeta(y,dyetap,dyetaee,dyetaww,dyetann,dyetass
1,ynn,yss,ya,yb,yc,yd,deltaeta,nx,ny)

```

```

open(unit=derivadas,file='derivadas.out',status='unknown')
  do i=1,ny
do j=1,nx
write(derivadas,*)i,j,dxetap(i,j),dxcsip(i,j),dyetap(i,j)
1,dycsip(i,j)
enddo
enddo
close(derivadas)

```

```
call jacobi(dxcsip,dyetap,dxetap,dycsip,jaco,nx,ny)
```

```

open(unit=jacobiano,file='jacobiano.out',status='unknown')
  do i=1,ny
do j=1,nx
write(jacobiano,*)i,j,jaco(i,j)
enddo

```

```

enddo
    close(jacobiano)

xatrai=nr2
yatrai=ntt

call alfabetagama(jaco,dxetap,dyetap,dxcsip,dycsip,alfa,
    lbeta,gama,nx,ny)
call axbxi(jaco,alfa,beta,gama,px,qx,axp,axe,axw,axn,axs,
    laxne,axse,axnw,axsw,nx,ny,exercicio,xatrai,yatrai)
call aybyi(jaco,alfa,beta,gama,py,qy,ayp,aye,ayw,ayn,ays,
    layne,ayse,aynw,aysw,nx,ny,exercicio,xatrai,yatrai)

C Programa principal (cálculo de xi e yi)

erro=100.0
k=1

do while((k.le.30).and.(erro.ge.erromax))

do i=2,ny-1
do j=2,nx-1

xnew(i,j)=(axe(i,j)*x(i+1,j)+axw(i,j)*x(i-1,j)+axn(i,j)*x(i,j+1)
    1+axs(i,j)*x(i,j-1)+axne(i,j)*x(i+1,j+1)+axse(i,j)*x(i+1,j-1)
    2+axnw(i,j)*x(i-1,j+1)+axsw(i,j)*x(i-1,j-1))/axp(i,j)

ynew(i,j)=(aye(i,j)*y(i+1,j)+ayw(i,j)*y(i-1,j)+ayn(i,j)*y(i,j+1)
    1+ays(i,j)*y(i,j-1)+ayne(i,j)*y(i+1,j+1)+ayse(i,j)*y(i+1,j-1)
    2+aynw(i,j)*y(i-1,j+1)+aysw(i,j)*y(i-1,j-1))/ayp(i,j)

errox=0.0
errox=errox+abs(xnew(i,j)-x(i,j))
x(i,j)=xnew(i,j)

erroy=0.0
erroy=erroy+abs(ynew(i,j)-y(i,j))
y(i,j)=ynew(i,j)

if (errox.gt.erro) erro=errox
if (erroy.gt.erro) erro=erroy

k=k+1

enddo
enddo

enddo

enddo

```

```
call temperatura(x,y,nx,ny,deltacsi,deltaeta,T,nr2,ntt)

call printfim(x,y,nx,ny,T)

end

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C   Fim do programa principal
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C   Subrotina para entrada dos vetores do contorno
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

subroutine vetcont(x,y,nx,ny,exercicio,nr2,ntt)

implicit none
real*8 x(50,50),y(50,50),r(50,50),tt(50,50),ttrad(50,50)
real*8 pi,r1,r2,l,rp,teta,tp,teta1,teta2,teta3,tetarad1
real*8 tetarad2,tetarad3,ttp2,ttp1,rp1,rp2,rp3,rp4
      common inicial
integer nr,ntt,nr2,nx,ny,i,j,nr3,inicial

integer exercicio

C   Entrada dos vetores de x e y do contorno
C       programa que gera a malha circular

if(exercicio.eq.5) then

ntt=nx
nr=ny

ntt=ntt/2+ntt/2+1
nr=nr/2+nr/2+1

pi=acos(-1.0)

r1=10.0
r2=15.0
teta1=30.0
teta2=10.0

l=r2-r1
teta3=teta1-teta2
tetarad1=teta1*pi/180.0
tetarad2=teta2*pi/180.0
```

```
tetarad3=teta3*pi/180.0

ttp1=tetarad1/(ntt-1)
ttp2=tetarad2/(ntt-1)

do i=1,ntt
tt(1,i)=(i-1)*ttp1
tt(nr,i)=(i-1)*ttp2
r(1,i)=r1
r(nr,i)=r2
enddo

rp1=l/(nr-1)

do i=1,nr
r(i,1)=r1+(i-1)*rp1
enddo

rp2=(1+r2*sin(tetarad3))/(nr-1)

nr2=l/rp2

if (nr2.lt.2) then
nr2=2
endif

nr3=nr-nr2

rp3=l/(nr2-1)
rp4=tetarad3/(nr3)

do i=1,nr2
r(i,ntt)=r1+(i-1)*rp3
tt(i,ntt)=tetarad1
enddo

do i=nr2+1,nr
r(i,ntt)=r2
tt(i,ntt)=tetarad1-(i-nr2)*rp4
enddo

do i=1,nr
do j=1,ntt
x(i,j)=r(i,j)*cos(tt(i,j))
y(i,j)=r(i,j)*sin(tt(i,j))
enddo
enddo

open(unit=inicial,file='inicial.txt',status='unknown')
do i=1,nr
```

```

do j=1,ntt
  write(inicial,5999)i,j,r(i,j),tt(i,j),x(i,j),y(i,j)
enddo
enddo
close(inicial)

5999 format(1x,2(I3),4(E14.6))

endif
return
end

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C Função para cálculo das derivadas de x com csi
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

subroutine dxdcsi(x,dxcsip,dxcsiee,dxcsiww,dxc sinn,dxc siss,
  lxee,xww,xa,xb,xc,xd,deltacsi,nx,ny)

implicit none
real*8 x(50,50),dxcsip(50,50),xee(50,50),xww(50,50),dxcsiee(50,50)
real*8 dxcsiww(50,50),dxc sinn(50,50),dxc siss(50,50)
real*8 xb(50,50),xc(50,50),xa(50,50),xd(50,50)
real*8 deltacsi
integer i,j,nx,ny

do i=2,ny-1
do j=2,nx-1

dxcsip(i,j)=(xee(i,j)-xww(i,j))/deltacsi
dxcsiee(i,j)=(x(i+1,j)-x(i,j))/deltacsi
dxcsiww(i,j)=(x(i,j)-x(i-1,j))/deltacsi
dxc sinn(i,j)=(xa(i,j)-xd(i,j))/deltacsi
dxc siss(i,j)=(xb(i,j)-xc(i,j))/deltacsi

enddo
enddo

return
end

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C Função para cálculo das derivadas de x com eta
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

subroutine dxdeta(x,dxetap,dxetaee,dxetaww,dxetann,dxetas

```

```
l,xnn,xss,xa,xb,xc,xd,deltaeta,nx,ny)
```

```
implicit none
```

```
real*8 x(50,50),dxtap(50,50),xnn(50,50),xss(50,50)
```

```
real*8 dxetaee(50,50),xa(50,50),xb(50,50)
```

```
real*8 dxtaww(50,50),xd(50,50),xc(50,50)
```

```
real*8 dxtann(50,50),deltaeta
```

```
real*8 dxtass(50,50)
```

```
integer i,j,nx,ny
```

```
do i=2,ny-1
```

```
do j=2,nx-1
```

```
dxtap(i,j)=(xnn(i,j)-xss(i,j))/deltaeta
```

```
dxetaee(i,j)=(xa(i,j)-xb(i,j))/deltaeta
```

```
dxtaww(i,j)=(xd(i,j)-xc(i,j))/deltaeta
```

```
dxtann(i,j)=(x(i,j+1)-x(i,j))/deltaeta
```

```
dxtass(i,j)=(x(i,j)-x(i,j-1))/deltaeta
```

```
enddo
```

```
enddo
```

```
return
```

```
end
```

```
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
```

```
C
```

```
C Função para cálculo das derivadas de y com csi
```

```
C
```

```
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
```

```
subroutine dydcsi(y,dycsip,dycsiee,dycsiww,dycsinn,dycsiss
```

```
l,yee,yww,ya,yb,yc,yd,deltacsi,nx,ny)
```

```
implicit none
```

```
real*8 y(50,50),dycsip(50,50),yee(50,50),yww(50,50),deltacsi
```

```
real*8 dycsiee(50,50),dycsiww(50,50),dycsinn(50,50)
```

```
real*8 ya(50,50),yd(50,50),dycsiss(50,50),yb(50,50),yc(50,50)
```

```
integer i,j,nx,ny
```

```
do i=2,ny-1
```

```
do j=2,nx-1
```

```
dycsip(i,j)=(yee(i,j)-yww(i,j))/deltacsi
```

```
dycsiee(i,j)=(y(i+1,j)-y(i,j))/deltacsi
```

```
dycsiww(i,j)=(y(i,j)-y(i-1,j))/deltacsi
```

```
dycsinn(i,j)=(ya(i,j)-yd(i,j))/deltacsi
```

```
dycsiss(i,j)=(yb(i,j)-yc(i,j))/deltacsi
```

```
enddo
```

```

enddo

return
end

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C   Função para cálculo das derivadas de y com eta
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

subroutine dydeta(y,dyetap,dyetaee,dyetaww,dyetann,dyetass
  l,ynn,yss,ya,yb,yc,yd,deltaeta,nx,ny)

implicit none
real*8   y(50,50),dyetap(50,50),ynn(50,50),yss(50,50)
real*8   dyetaee(50,50),ya(50,50),yb(50,50)
real*8   dyetaww(50,50),yd(50,50),yc(50,50)
real*8   dyetann(50,50),deltaeta
real*8   dyetass(50,50)
integer i,j,nx,ny

do i=2,ny-1
do j=2,nx-1

dyetap(i,j)=(ynn(i,j)-yss(i,j))/deltaeta
dyetaee(i,j)=(ya(i,j)-yb(i,j))/deltaeta
dyetaww(i,j)=(yd(i,j)-yc(i,j))/deltaeta
dyetann(i,j)=(y(i,j+1)-y(i,j))/deltaeta
dyetass(i,j)=(y(i,j)-y(i,j-1))/deltaeta

enddo
enddo

return
end

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C   Função para cálculo do jacobiano
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

subroutine jacobi(dxcsip,dyetap,dxetap,dycsip,jaco,nx,ny)

implicit none
real*8 jaco(50,50),dxcsip(50,50),dyetap(50,50),dxetap(50,50)
real*8 dycsip(50,50)
integer i,j,nx,ny
```

```

do i=2,ny-1
do j=2,nx-1

jaco(i,j)=(dxcsip(i,j)*dyetap(i,j)-dxetap(i,j)*dycsip(i,j))
1**(-1.0)

enddo
enddo

return
end

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C Função para inicialização dos valores
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

subroutine inicializacao(T,x,y,xa,xb,xc,xd,ya,yb,yc,yd,jaco,dxcsip
l,dyetap,dxetap,dycsip,axp,axe,axw,axn,axs,axne,axse,axnw,axns,ayp,
2aye,ayw,ayn,ays,ayne,ayse,aynw,ayns,alfa,beta,gama,xee,xww,xss,
3xnn,xene,xese,xwnw,xsw,yee,yww,yss,ynn,yene,yese,ywnw,ywsw,nx,ny,
4xnew,ynew,Tnew)

implicit none
real*8 x(50,50),y(50,50),xa(50,50),xb(50,50),xc(50,50),xd(50,50)
real*8 ya(50,50),yb(50,50),yc(50,50),yd(50,50)
real*8 jaco(50,50),dxcsip(50,50),dyetap(50,50),dxetap(50,50)
real*8 dycsip(50,50),axp(50,50),axe(50,50),axw(50,50),axn(50,50)
real*8 axs(50,50),axne(50,50),axse(50,50),axnw(50,50),axsw(50,50)
real*8 ayp(50,50),aye(50,50),ayw(50,50),ayn(50,50),ays(50,50)
real*8 ayne(50,50),ayse(50,50),aynw(50,50),aysw(50,50),alfa(50,50)
real*8 beta(50,50),gama(50,50),xee(50,50),xww(50,50),xss(50,50)
real*8 xnn(50,50),xene(50,50),xese(50,50),xwnw(50,50),xsw(50,50)
real*8 yee(50,50),yww(50,50),yss(50,50),ynn(50,50),yene(50,50)
real*8 yese(50,50),ywnw(50,50),ywsw(50,50),T(50,50),Tnew(50,50)
real*8 xnew(50,50),ynew(50,50),axns(50,50),ayns(50,50)
integer i,j,nx,ny

do i=1,nx
do j=1,ny

T(i,j)=0.0
Tnew(i,j)=0.0
xa(i,j)=0.0
xb(i,j)=0.0
x(i,j)=0.0
xc(i,j)=0.0
xnew(i,j)=0.0
xd(i,j)=0.0
y(i,j)=0.0
ynew(i,j)=0.0
ya(i,j)=0.0

```

```

yb(i,j)=0.0
yc(i,j)=0.0
yd(i,j)=0.0

jaco(i,j)=0.0

dxcsip(i,j)=0.0
dyetap(i,j)=0.0
dxetap(i,j)=0.0
dycsip(i,j)=0.0

axp(i,j)=0.0
axe(i,j)=0.0
axw(i,j)=0.0
axn(i,j)=0.0
axs(i,j)=0.0
axne(i,j)=0.0
axse(i,j)=0.0
axnw(i,j)=0.0
axsw(i,j)=0.0

ayp(i,j)=0.0
aye(i,j)=0.0
ayw(i,j)=0.0
ayn(i,j)=0.0
ays(i,j)=0.0

ayne(i,j)=0.0
ayse(i,j)=0.0
aynw(i,j)=0.0
aysw(i,j)=0.0

alfa(i,j)=0.0
beta(i,j)=0.0
gama(i,j)=0.0

xee(i,j)=0.0
xww(i,j)=0.0
xss(i,j)=0.0
xnn(i,j)=0.0
xene(i,j)=0.0
xese(i,j)=0.0
xwnw(i,j)=0.0
xwsw(i,j)=0.0

yee(i,j)=0.0
yww(i,j)=0.0
yss(i,j)=0.0
ynn(i,j)=0.0
yene(i,j)=0.0
yese(i,j)=0.0
ywnw(i,j)=0.0
ywsw(i,j)=0.0

enddo
enddo

return
end

```

```
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
```

```
C
```

```
C Função para cálculo dos axi bxi
```

```
C
```

```
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
```

```
subroutine axbxi(jaco,alfa,beta,gama,px,qx,axp,axe,axw,axn,axs,
  laxne,axse,axnw,axsw,nx,ny,exercicio,xatrai,yatrai)
```

```
implicit none
```

```
real*8 axp(50,50),alfa(50,50),gama(50,50),axe(50,50),px(50,50)
```

```
real*8 jaco(50,50),axw(50,50),axn(50,50),qx(50,50),axs(50,50)
```

```
real*8 axne(50,50),beta(50,50),axse(50,50),axnw(50,50),axsw(50,50)
```

```
real*8 ax(50),bx(50),cx(50),dx(50),xatrai,yatrai,csij,etaj,csii
```

```
real*8 etai,sax,sbx,expc,expd
```

```
integer exercicio,i,j,nx,ny
```

```
csij=xatrai
etaj=yatrai

csii=xatrai
etai=yatrai

do i=2,ny-1
do j=2,nx-1

if(exercicio.eq.5) then

ax(j)=1.0
cx(j)=0.5
bx(i)=1.0
dx(i)=0.5

if((i-csij).lt.0) then
sax = -1.0
else
sax = +1.0
endif

if((i-csii).lt.0) then
sbx = -1.0
else
sbx = +1.0
endif

expc=-cx(j)*abs(i-csij)
expd=-dx(i)*sqrt((i-csii)**2+(j-etai)**2)

C      Puxa para as linhas de eta constante

C      px(i,j)=-ax(j)*sax*exp(expc)-bx(i)*sbx*exp(expd)
px(i,j)=0.0

if((j-etaj).lt.0) then
sax = -1.0
else
sax = +1.0
endif

if((j-etai).lt.0) then
sbx = -1.0
else
sbx = +1.0
endif

expc=-cx(j)*abs(j-etaj)
expd=-dx(i)*sqrt((j-etai)**2+(i-csii)**2)
```

```

C      Puxa para as linhas de csi constante

qx(i,j)=-ax(j)*sax*exp(expc)-bx(i)*sbx*exp(expd)
C      qx(i,j)=0.0

else

px(i,j)=0.0
qx(i,j)=0.0

endif

axp(i,j)=2.0*(alfa(i,j)+gama(i,j))
axe(i,j)=alfa(i,j)+px(i,j)/(2.0*jaco(i,j)**2.0)
axw(i,j)=alfa(i,j)-px(i,j)/(2.0*jaco(i,j)**2.0)
axn(i,j)=gama(i,j)+qx(i,j)/(2.0*jaco(i,j)**2.0)
axs(i,j)=gama(i,j)-qx(i,j)/(2.0*jaco(i,j)**2.0)
axne(i,j)=-beta(i,j)/2.0
axse(i,j)=+beta(i,j)/2.0
axnw(i,j)=beta(i,j)/2.0
axsw(i,j)=-beta(i,j)/2.0

enddo

enddo

return
end

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C      Função para cálculo dos ayi byi
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

subroutine aybyi(jaco,alfa,beta,gama,py,qy,ayp,aye,ayw,ayn,ays,
  layne,ayse,aynw,aysw,nx,ny,exercicio,xatrai,yatrai)

implicit none
real*8 ayp(50,50),alfa(50,50),gama(50,50),aye(50,50),py(50,50)
real*8 jaco(50,50),ayw(50,50),ayn(50,50),qy(50,50),ays(50,50)
real*8 ayne(50,50),beta(50,50),ayse(50,50),aynw(50,50),aysw(50,50)
real*8 ay(50),by(50),cy(50),dy(50),xatrai,yatrai,csij,csii,etaj
real*8 etai,say,sby,expc,expd
integer exercicio,i,j,nx,ny

csij=xatrai
etaj=yatrai

csii=xatrai

```

```
etai=yatrai

do i=2,ny-1
do j=2,nx-1

if((exercicio.eq.5)) then

ay(j)=1.0
cy(j)=0.5
by(i)=1.0
dy(i)=0.5

if((i-csij).lt.0) then
say = -1.0
else
say = +1.0
endif

if((i-csii).lt.0) then
sby = -1.0
else
sby = +1.0
endif

expc=-cy(j)*abs(i-csij)
expd=-dy(i)*sqrt((i-csii)**2+(j-etai)**2)

C          Puxa para as linhas de eta constante

C  py(i,j)=-ay(j)*say*exp(expc)-by(i)*sby*exp(expd)
py(i,j)=0.0

if((j-etaj).lt.0) then
say = -1.0
else
say = +1.0
endif

if((j-etai).lt.0) then
sby = -1.0
else
sby = +1.0
endif

expc=-cy(j)*abs(j-etaj)
expd=-dy(i)*sqrt((j-etai)**2+(i-csii)**2)

C          Puxa para as linhas de csi constante

qy(i,j)=-ay(j)*say*exp(expc)-by(i)*sby*exp(expd)
```

```

C      qy(i,j)=0.0

else

py(i,j)=0.0
qy(i,j)=0.0

endif

ayp(i,j)=2.0*(alfa(i,j)+gama(i,j))
aye(i,j)=alfa(i,j)+py(i,j)/(2.0*jaco(i,j)**2.0)
ayw(i,j)=alfa(i,j)-py(i,j)/(2.0*jaco(i,j)**2.0)
ayn(i,j)=gama(i,j)+qy(i,j)/(2.0*jaco(i,j)**2.0)
ays(i,j)=gama(i,j)-qy(i,j)/(2.0*jaco(i,j)**2.0)
ayne(i,j)=-beta(i,j)/2.0
ayse(i,j)=+beta(i,j)/2.0
aynw(i,j)=beta(i,j)/2.0
aysw(i,j)=-beta(i,j)/2.0

enddo
enddo

return
end
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C   Função para cálculo de alfa, beta e gama
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

subroutine alfabetagama(jaco,dxetap,dyetap,dxcsip,dycsip,alfa,
1beta,gama,nx,ny)

implicit none
real*8 alfa(50,50),dxetap(50,50),dyetap(50,50),beta(50,50)
real*8 dxcsip(50,50),dycsip(50,50),gama(50,50),jaco(50,50)
integer i,j,nx,ny

do i=2,ny-1
do j=2,nx-1

alfa(i,j)=dxetap(i,j)**2.0+dyetap(i,j)**2.0
beta(i,j)=dxcsip(i,j)*dxetap(i,j)+dycsip(i,j)*dyetap(i,j)
gama(i,j)=dxcsip(i,j)**2.0+dycsip(i,j)**2.0

enddo
enddo

return
end

```

```

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C  Função para cálculo de xa, xb, xc e xd
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

```

```
subroutine xaxbxcxd(x,xee,xww,xnn,xss,xa,xb,xc,xd,nx,ny)
```

```
implicit none
```

```
real*8 x(50,50),xa(50,50),xb(50,50),xc(50,50),xd(50,50)
```

```
real*8 xee(50,50),xww(50,50),xss(50,50),xnn(50,50),xene(50,50)
```

```
real*8 xwnw(50,50),xwsw(50,50),xese(50,50)
```

```
integer i,j,nx,ny
```

```
do i=2,ny-1
```

```
do j=2,nx-1
```

```
xee(i,j)=(x(i+1,j)+x(i,j))/2.0
```

```
xww(i,j)=(x(i,j)+x(i-1,j))/2.0
```

```
xss(i,j)=(x(i,j)+x(i,j-1))/2.0
```

```
xnn(i,j)=(x(i,j+1)+x(i,j))/2.0
```

```
xene(i,j)=(x(i+1,j+1)+x(i+1,j))/2.0
```

```
xese(i,j)=(x(i+1,j-1)+x(i+1,j))/2.0
```

```
xwnw(i,j)=(x(i-1,j+1)+x(i-1,j))/2.0
```

```
xwsw(i,j)=(x(i-1,j-1)+x(i-1,j))/2.0
```

```
xa(i,j)=(xene(i,j)+xnn(i,j))/2.0
```

```
xb(i,j)=(xese(i,j)+xss(i,j))/2.0
```

```
xc(i,j)=(xwsw(i,j)+xss(i,j))/2.0
```

```
xd(i,j)=(xwnw(i,j)+xnn(i,j))/2.0
```

```
enddo
```

```
enddo
```

```
return
```

```
end
```

```

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C  Função para cálculo de ya, yb, yc e yd
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

```

```
subroutine yaybycyd(y,yee,yww,ynn,yss,ya,yb,yc,yd,nx,ny)
```

```
implicit none
```

```
real*8 y(50,50),ya(50,50),yb(50,50),yc(50,50),yd(50,50)
```

```
real*8 yee(50,50),yww(50,50),yss(50,50),ynn(50,50),yene(50,50)
```

```

real*8 ywnw(50,50),ywsw(50,50),yese(50,50)
integer i,j,nx,ny

do i=2,ny-1
do j=2,nx-1

yee(i,j)=(y(i+1,j)+y(i,j))/2.0
yww(i,j)=(y(i,j)+y(i-1,j))/2.0
yss(i,j)=(y(i,j)+y(i,j-1))/2.0
ynn(i,j)=(y(i,j+1)+y(i,j))/2.0

yene(i,j)=(y(i+1,j+1)+y(i+1,j))/2.0
yese(i,j)=(y(i+1,j-1)+y(i+1,j))/2.0
ywnw(i,j)=(y(i-1,j+1)+y(i-1,j))/2.0
ywsw(i,j)=(y(i-1,j-1)+y(i-1,j))/2.0

ya(i,j)=(yene(i,j)+ynn(i,j))/2.0
yb(i,j)=(yese(i,j)+yss(i,j))/2.0
yc(i,j)=(ywsw(i,j)+yss(i,j))/2.0
yd(i,j)=(ywnw(i,j)+ynn(i,j))/2.0

enddo
enddo

return
end

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C   Função para o chute inicial de xi e yi
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC

subroutine chute(x,y,nx,ny)

implicit none
real*8 x(50,50),y(50,50)
integer i,j,nx,ny

do i=2,ny-1
do j=2,nx-1

x(i,j)=(x(ny,j)-x(1,j))/(nx-1)+x(i-1,j)
y(i,j)=(y(i,nx)-y(i,1))/(ny-1)+y(i,j-1)

enddo
enddo

return
end

```

```
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C  Subrotina para impressão e testes no período intermediário de tempo
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
subroutine printfim(x,y,nx,ny,T)

implicit none
real*8 x(50,50),y(50,50),T(50,50),nr,ntt
  common final,inicial
integer final,i,j,nx,ny,inicial

open(unit=final,file='finalt.txt',status='unknown')
do i=1,ny
  write(final,5599)(T(i,j),j=1,nx)
enddo
  close(final)

open(unit=final,file='finalx.txt',status='unknown')
do i=1,ny
  write(final,5599)(x(i,j),j=1,nx)
enddo
  close(final)

open(unit=final,file='finaly.txt',status='unknown')
do i=1,ny
  write(final,5599)(y(i,j),j=1,nx)
enddo
  close(final)

nr=nx
ntt=ny

open(unit=final,file='final.txt',status='unknown')
do i=1,ntt
do j=1,nr
  write(final,5599)x(i,j),y(i,j),T(i,j)
enddo
enddo
  close(final)

5599 format(1x,50(E14.6))

return
end

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C  Subrotina para cálculo das temperaturas
```



```
pi=acos(-1.0)

c      result=makedirqq('result')
c      result=changedirqq('result')
      open(unit=10,file='temp.dat')

c      geometria
nq=nr2
dx=deltaeta
dy=deltacsi
At(1)=dx
At(2)=dy

rc=1e-6

c      deltapreal=2*sigma/rc
deltapreal=17350

qwm2(1)=q(1)

c      vazao
mdot=qwm2(1)/hlv

do 10 j=1,nj
      do 20 i=1,ni
          t(i,j)=0.0
20      enddo
10      enddo

variaq=1
vezes=0
entrada=1
repetir=1

do while ((variaq.eq.1).and.(vezes.lt.100))

time=0
residuo=1.0

do 80 while((residuo.gt.0.00001).and.(time.lt.10000))

tmax=0.0

if (entrada.eq.1) then

do j=1,nj
      do i=1,ni
          if (t(i,j).gt.Tsat) then
              tmax=t(i,j)
              t(i,j)=Tsat+5
```

```

        endif
    enddo

enddo
c
if (tmax.lt.Tsat) then
u(1)=0.0
entrada=1
endif
c
if (tmax.ge.Tsat) then
entrada=0
c      u(1)=mdot/(rho*At(1))
u(1)=2*deltapreal*perme/(mili*(diame-diam))
c      u(1)=0
endif

endif

c      Equação 1
      aw(1,nj)=0.0
      ae(1,nj)=k(1)*At(1)/dx
      an(1,nj)=0.0
      as(1,nj)=k(1)*At(2)/dy
      s(1,nj)=(2*k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp)*Tsub
1      +as(1,nj)*t(1,nj-1)
      ap(1,nj)=3*ae(1,nj)+as(1,nj)+rho*u(1)*cp

do i=2,nq-1
c      Equação 2
      aw(i,nj)=k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp
      ae(i,nj)=k(1)*At(1)/dx
      an(i,nj)=0.0
      as(i,nj)=k(1)*At(2)/dy
      s(i,nj)=as(i,nj)*t(i,nj-1)
      ap(i,nj)=ae(i,nj)+as(i,nj)+aw(i,nj)

enddo

do i=nq,ni-1
c      Equação 3
      aw(i,nj)=k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp
      ae(i,nj)=k(1)*At(1)/dx
      an(i,nj)=0.0
      as(i,nj)=k(1)*At(2)/dy
      s(i,nj)=qwm2(1)+as(i,nj)*t(i,nj-1)
      ap(i,nj)=ae(i,nj)+as(i,nj)+aw(i,nj)

enddo

c      Equação 4
c      aw(ni,nj)=k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp
c      ae(ni,nj)=0.0

```

```

c          an(ni,nj)=0.0
c          as(ni,nj)=k(1)*At(2)/dy
c          s(ni,nj)=qwm2(1)+(2*k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp)*Tsat
c          1          +as(ni,nj)*t(ni,nj-1)
c          ap(ni,nj)=3*k(1)*At(1)/dx+as(ni,nj)

          aw(ni,nj)=k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp
          ae(ni,nj)=0.0
          an(ni,nj)=0.0
          as(ni,nj)=k(1)*At(2)/dy
          s(ni,nj)=qwm2(1)+as(ni,nj)*t(ni,nj-1)
          ap(ni,nj)=aw(ni,nj)+as(ni,nj)

do j=2,nj-1
c          Equação 5
          aw(1,j)=0.0
          ae(1,j)=k(1)*At(1)/dx
          an(1,j)=k(1)*At(2)/dy
          as(1,j)=k(1)*At(2)/dy
          s(1,j)=(2*k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp)*Tsub
          1          +as(1,j)*t(1,j-1)+an(1,j)*t(1,j+1)
          ap(1,j)=3*ae(1,j)+as(1,j)+an(1,j)+rho*u(1)*cp
enddo

do i=2,ni-1
          do j=2,nj-1
c          Equação 6
          aw(i,j)=k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp
          ae(i,j)=k(1)*At(1)/dx
          an(i,j)=k(1)*At(2)/dy
          as(i,j)=k(1)*At(2)/dy
          s(i,j)=as(i,j)*t(i,j-1)+an(i,j)*t(i,j+1)
          ap(i,j)=aw(i,j)+ae(i,j)+as(i,j)+an(i,j)
          enddo
        enddo

do j=2,nj-1
c          Equação 7
          aw(ni,j)=k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp
          ae(ni,j)=0.0
          an(ni,j)=k(1)*At(2)/dy
          as(ni,j)=k(1)*At(2)/dy
          s(ni,j)=(2*k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp)*Tsat
          1          +as(ni,j)*t(ni,j-1)+an(ni,j)*t(ni,j+1)
          ap(ni,j)=3*k(1)*At(1)/dx+2*as(ni,j)

          aw(ni,j)=k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp
          ae(ni,j)=0.0
          an(ni,j)=k(1)*At(2)/dy
          as(ni,j)=k(1)*At(2)/dy

```

```

s(ni,j)=as(ni,j)*t(ni,j-1)+an(ni,j)*t(ni,j+1)
ap(ni,j)=aw(ni,j)+an(ni,j)+as(ni,j)

enddo

c      Equação 8
      aw(1,1)=0.0
      ae(1,1)=k(1)*At(1)/dx
      an(1,1)=k(1)*At(2)/dy
      as(1,1)=0.0
      s(1,1)=(2*k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp)*Tsub
1      +an(1,1)*t(1,1+1)
      ap(1,1)=3*ae(1,1)+an(1,1)+rho*u(1)*cp

do i=2,ni-1
c      Equação 9
      aw(i,1)=k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp
      ae(i,1)=k(1)*At(1)/dx
      an(i,1)=k(1)*At(2)/dy
      as(i,1)=0.0
      s(i,1)=an(i,1)*t(i,1+1)
      ap(i,1)=ae(i,1)+aw(i,1)+an(i,1)

enddo

c      Equação 10
c      aw(ni,1)=k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp
c      ae(ni,1)=0.0
c      an(ni,1)=k(1)*At(2)/dy
c      as(ni,1)=0.0
c      s(ni,1)=(2*k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp)*Tsat
c      1      +an(ni,1)*t(ni,1+1)
c      ap(ni,1)=3*k(1)*At(1)/dx+an(ni,1)

      aw(ni,1)=k(1)*At(1)/dx+rho*u(1)*cp
      ae(ni,1)=0.0
      an(ni,1)=k(1)*At(2)/dy
      as(ni,1)=0.0
      s(ni,1)=an(ni,1)*t(ni,1+1)
      ap(ni,1)=aw(ni,1)+an(ni,1)

C      VARREDURA POR LINHAS

c      time=0
c      residuo=1.0
c      do 80 while((residuo.gt.0.00001).and.(time.lt.10000))
      residuo=0.0
      do 30 j=1,nj
          jj=j+(-1)**(j-1)
          do 40 i=1,ni
              a(i)=ap(i,j)
              b(i)=-ae(i,j)

```

```

        c(i)=-aw(i,j)
        d(i)=s(i,j)
40      continue
        call TDMA(ni,a,b,c,d,tt)
        do 50 i=1,ni
            residuo=residuo+abs(tt(i,j)-tt(i))/tt(i)
            t(i,j)=tt(i)
c          if (t(i,j).gt.Tsat)          t(i,j)=Tsat+5
50      continue
30      continue
write(*,6999)time,residuo,u(1),tmax,vezes,qwm2(1),t(ni,nj)
time=time+1
80      enddo

do i=1,ni
do 100 j=1,nj
write (10,5999) i,j,t(i,j)
100      continue
enddo

if (t(ni,nj).lt.Tsat) then
qwm2(1)=qwm2(1)+50
vezes=vezes+repetir
else
variaq=0
endif

enddo

5999 format(1x,2(I3),1(E14.6))
6999 format(1x,1(I6),1x,1(E9.4),1x,1(E9.4),1x,1(E9.4),1x,1(I6),1x,
11(E9.4),1x,1(E9.4))

close(10)
end

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C  Subrotina para resolução do sistema de cálculo utilizando o método tdma
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
subroutine TDMA(ni,a,b,c,d,tt)
integer nd,i,ni
parameter (nd=1000)

doubleprecision a(nd),b(nd),c(nd),d(nd),tt(nd),p(nd),q(nd),temp

P(1)=-b(1)/a(1)
Q(1)=d(1)/a(1)
*
```



```

,      p(nimax), q(nimax),tt(nimax)

      data ni,nj/200,2/
      data T1(1),T1(2),T3,T4/0,0,283.15,272.65/
      data pot,L,diame,diam/60,1.5,6.35e-3,4.35e-3/
      data hlv,rho,cp/1237000,629.2,4662/
      data k(1),k(2)/28.9,0.532/
c      data k(1),k(2)/14.5,0.532/
      data q(1),q(2)/6,0/

      pi=acos(-1.0)

      result=makedirqq('result')
      result=changedirqq('result')
      open(unit=10,file='temp.dat')

c      j=1 tubo
c      j=2 liquido

c      geometria
      dx=L/ni
      dy=(diame-diam)/2
      At(1)=pi*(diame**2-diam**2)/4
      At(2)=pi*diam**2/4
      Al=pi*diam*dx

c      qwm2(1)=q(1)/At(1)
c      qwm2(2)=q(2)/At(2)
      qwm2(1)=q(1)
      qwm2(2)=q(2)

c      vazao
      mdot=pot/hlv
      u(1)=0.0
      u(2)=mdot/(rho*At(2))
c      u(2)=1e-4
      h=4.36*k(2)/diam
c      h=0.0
      reqcond=log(diame/diam)/(2*pi*k(1)*dx)
      reqconv=1/(2*pi*h*diam*dx)
      Req=reqcond+reqconv
c      Req=(k(1)+dy*h/2)/(k(1)*h*Al)

      do 10 j=1,nj
          do 20 i=1,ni
c              t(i,j)=(T1(j)+T2)/2
              t(i,j)=0.0

                      if (i.eq.1) then
                          aw(i,j)=0.0

```

```

else
    aw(i,j)=(k(j)*At(j)/dx+rho*cp*u(j))
endif
if (i.eq.ni) then
    ae(i,j)=0.0
else
    ae(i,j)=k(j)*At(j)/dx
endif

if (i.eq.1) then
c    ap(i,j)=ae(i,j)+2*k(j)*At(j)/dx+rho*cp*u(j)
    ap(i,2)=ae(i,2)+2*k(2)*At(2)/dx+1/Req+rho*u(2)*cp
    s(i,2)=(2*k(2)*At(2)/dx+rho*u(2)*cp)*T3
    ap(i,1)=ae(i,1)+1/Req
    s(i,1)=qwm2(1)
endif
if (i.eq.ni) then
c    ap(i,j)=aw(i,j)+2*k(j)*At(j)/dx
c    ap(i,j)=aw(i,j)+1/Req
c    s(i,j)=qwm2(j)

c    ap(i,j)=aw(i,j)+2*k(j)*At(j)/dx+1/Req
c    s(i,j)=2*k(j)*At(j)/dx*T4

    ap(i,j)=aw(i,j)+1/Req
    s(i,j)=0

endif
if (i.gt.1.and.i.lt.ni) then
c    ap(i,j)=ae(i,j)+aw(i,j)
    ap(i,j)=ae(i,j)+aw(i,j)+1/Req
    s(i,j)=0
endif
c    write(*,*) i,j,ap(i,j),aw(i,j),ae(i,j),as(i,j),an(i,j),ap(i,j),s(i,j)
20        continue
10    continue

C    VARREDURA POR LINHAS

    time=0
    residuo=1.0
c    do 80 while time=1,1000
    do 80 while((residuo.gt.0.00001).and.(time.lt.10000))
        residuo=0.0
        do 30 j=1,nj
            jj=j+(-1)**(j-1)
            do 40 i=1,ni
c                t(i,j)=tt(i)
                a(i)=ap(i,j)
c                a(i)=ap(i,j)-an(i,j)-as(i,j)

```

```

                b(i)=-ae(i,j)
                c(i)=-aw(i,j)
c                d(i)=s(i,j)
                d(i)=s(i,j)+T(i,jj)/Req
c                if(j.eq.1) d(i)=an(i,j)*T(i,j+1)+s(i,j)
c                if(j.eq.nj) d(i)=as(i,j)*T(i,j-1)+s(i,j)
c                if(j.ne.1.and.j.ne.nj) d(i)=an(i,j)*T(i,j+1)+as(i,j)*T(i,j-1)+s(i,j)
40            continue
            call TDMA(ni,a,b,c,d,tt)
            do 50 i=1,ni
                residuo=residuo+abs(t(i,j)-tt(i))/tt(i)
                t(i,j)=tt(i)
50        continue
30            continue
            write(*,*)time,residuo
            time=time+1
80        enddo

            do 100 j=1,nj
                write (10,'(100(E14.6))') (t(i,j),i=1,ni)
100        continue

c            do 100 j=1,nj
c            do 200 i=1,ni
c            write (10,300) i,t(i,j)
c 200 continue
c 100    continue

c 300 format(1x,2(f8.2))

                close(10)
                end

CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C
C  Subrotina para resolução do sistema de cálculo utilizando o método tdma
C
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
subroutine TDMA(ni,a,b,c,d,tt)
integer nd,i,ni
parameter (nd=1000)

doubleprecision a(nd),b(nd),c(nd),d(nd),tt(nd),p(nd),q(nd),temp

P(1)=-b(1)/a(1)
Q(1)=d(1)/a(1)
*
*Forward Elimination
do 50 i=2,ni

```


ANEXO II – BANCADA EXPERIMENTAL: DESCRIÇÃO DETALHADA, PROCEDIMENTOS DE LIMPEZA, VÁCUO E CARREGAMENTO

A.II.A.Determinação Teórica e Experimental da Pressão Capilar

O elemento poroso é o responsável pelo bombeamento de fluido de volta ao condensador. Este fato se deve à pressão de bombeamento capilar que o elemento poroso consegue suportar. A pressão capilar está relacionada com a diferença de pressão na interface líquido-vapor e pode ser definida pela equação de Young-Laplace (Faghri, 1995) na forma:

$$p_v - p_l(\psi) = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (93)$$

onde:

$$\frac{1}{r_c} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{r_i} \quad (94)$$

sendo R_1 o raio do menisco e r_i o raio interno do tubo.

Dentro do elemento poroso de níquel, por exemplo, que pode ser visto em uma micrografia na Figura 104, um emaranhado de canais são formados pela união dos pós de carbonila durante a sinterização (ver Figura 105). Por cada canal podemos entender um pequeno tubo capilar. Dentro de cada um destes pequenos tubos capilares, líquido é succionado e empurrado de volta ao condensador. Sendo o fluido geralmente molhante forma-se um menisco (ver Figura 105), onde no caso em questão $R_1 \geq r_i$, e geralmente $R_1 \gg r_i$ de modo que:

$$p_{cm} = p_v - p_l(\psi) = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (95)$$

onde σ representa a tensão superficial do fluido de trabalho e r_c o raio efetivo de capilaridade (raio crítico). O processo de determinação de r_c é explicado no Anexo III – Caracterização de Elementos Porosos, onde este valor é encontrado experimentalmente e utilizado nos cálculos para a pressão de bombeamento capilar e para as propriedades físicas do próprio elemento poroso. O fluido continua dentro dos canais até que a pressão seja suficientemente grande para romper a tensão superficial entre líquido e parede e fazer com que a partir daí vapor bloqueie a passagem de líquido dentro dos canais.

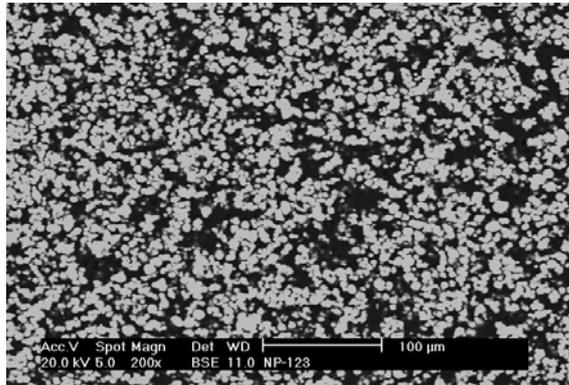


Figura 104 – Exemplo de uma micrografia de uma estrutura porosa.

Teoricamente, o raio efetivo de capilaridade é calculado com base nos poros do elemento capilar, mas de fato, a capacidade de bombeamento da bomba capilar não será maior que a diferença máxima possível entre a pressão de vapor p_v , e a pressão no canal de líquido, p_l .

Ou seja,

$$p_{cm,ef} = p_v - p_l = \Delta p \quad (96)$$

No limite em que a diferença Δp é máxima, p_v é suficiente para forçar a passagem de bolhas de vapor, diretamente para o canal de líquido, interrompendo o trabalho de escoamento por ação capilar.

Com a finalidade de se medir a diferença Δp máxima, foi montado um sistema que permitisse determinar a pressão efetiva de bombeamento capilar em laboratório (Teste de Bolhas, ver Figura 106).

O sistema consiste em forçar a passagem de ar através do canal de vapor de bomba capilar até o limite em que se observe a passagem de bolhas para o canal de líquido, daí o nome teste de bolhas. Um manômetro em "U" é instalado na bancada para medir a pressão do ar. Acetona é utilizada em volume suficiente para inundar a bomba capilar. A diferença entre Δz_1 e Δz_2 representa a real pressão de bombeamento capilar que deve ser utilizada nos cálculos para encontrar a real quantidade de calor que a bomba capilar pode transportar. O valor de Δz_1 se refere à diferença de pressão em relação à pressão atmosférica no manômetro em "U". Δz_2 representa a diferença de pressão em relação à pressão atmosférica no interior da bomba capilar, onde o fluido de trabalho utilizado é a acetona, e o seu peso específico deve ser levado em conta no momento de se efetuar os cálculos com os valores de Δz_1 , que utiliza água como fluido de trabalho.

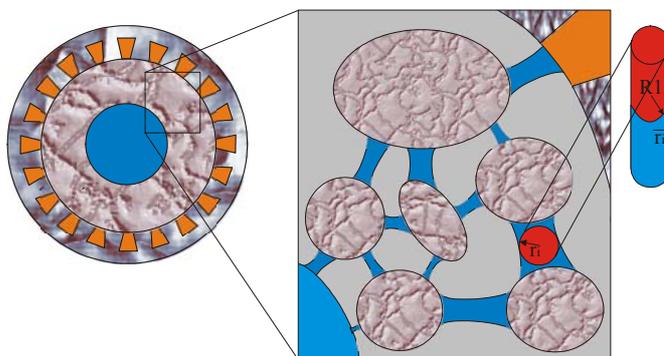


Figura 105 – Esquema do elemento poroso.

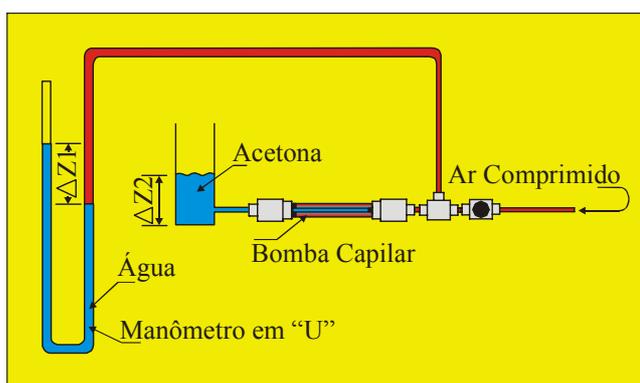


Figura 106 – Esquema da bancada para o teste de bolhas.

A.II.B. Limpeza

Devido à necessidade de manter as propriedades térmicas e físicas do fluido de trabalho inalteradas ao longo da vida útil do sistema deve-se procurar reduzir ao máximo a chance de oxidação do fluido de trabalho extinguindo o ar, água e NCG que possam estar misturados no refrigerante quando injetado no circuito assim como gorduras presentes na tubulação utilizada. Como procedimento padrão todos os tubos utilizados na montagem do sistema são limpos em um banho ultra-sônico de acetona para remoção de quaisquer sinais de gordura ou elementos oxidantes depois de cortados. Após esta limpeza, o circuito é montado utilizando-se luvas cirúrgicas.

A.II.C. Vácuo

Retirar todo o ar do circuito é uma opção para se prevenir oxidações e reações que possam levar ao surgimento de NCG. O ar presente no interior do circuito é responsável pela maioria dos gases não condensáveis, assim como a formação de pilha eletrolítica entre materiais incompatíveis dentro do sistema. Uma bomba de vácuo EDWARDS, modelo E2M2 com vácuo máximo da ordem de 10^{-3} mbar (Figura 107 (a)) é acoplada ao sistema para a completa retirada do ar do interior do circuito.



(a)

(b)

Figura 107 – Equipamentos de laboratório:

(a) Bomba de vácuo, (b) Detector de vazamentos.

Depois de realizado o vácuo no sistema deve-se realizar um teste para se saber se o sistema não possui vazamentos antes de realizar o carregamento do circuito. Esses vazamentos poderiam conduzir ar para dentro do sistema ou expulsar fluido refrigerante para o ambiente.

Qualquer um destes efeitos é prejudicial ao funcionamento do circuito e ao ambiente de trabalho. Para a verificação de vazamentos um equipamento do tipo Leak Detector (detector de vazamentos), da marca EDWARDS, modelo Gas Check 3000, portátil com vazamento máximo detectável da ordem de 10^{-5} ml/sec para detecção de gás hélio através de um espectrômetro de massa (ver Figura 107 (b)) é utilizado. O sistema é pressurizado por hélio através de um cilindro acoplado ao circuito. Varrendo-se as conexões e soldas do circuito com o detector de vazamentos, qualquer vazamento maior que o limite do equipamento pode ser localizado.

ANEXO III – CARACTERIZAÇÃO DE ELEMENTOS

POROSOS

A maioria dos sistemas de transferência de calor bifásicos utiliza estrutura porosa de material sinterizado para movimentação do fluido de trabalho. Diversos materiais podem ser utilizados tais como polietileno, níquel, cerâmica, aço inoxidável. Na UFSC (Eduardo et al., 2001) o material utilizado para produção de elementos porosos mais largamente empregados é o níquel. A sinterização é realizada utilizando-se o pó carbonila NP – 123, da Inco Co. norte-americana, com partículas de diâmetro entre 3 e 7 μ m com área superficial específica de 0.3 – 0.4 m²/g. A técnica do pó batido é empregada em um forno JUNG modelo TU-3513 com atmosfera controlada com fluxo de hidrogênio de 1 cm³/s a uma temperatura de 425°C durante 3 horas para pré-sinterização e mais uma hora a 700°C para a sinterização completa do elemento poroso. Após a sinterização dos elementos porosos, uma análise para determinar a quantidade de poros, seu tamanho e distribuição é realizada.

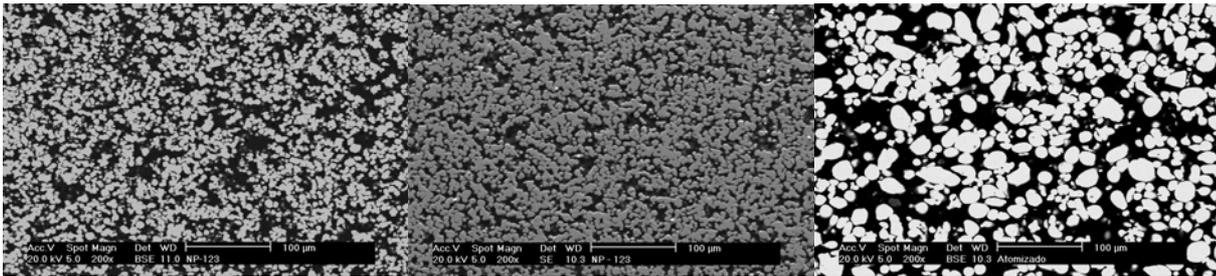
Para a obtenção das propriedades físicas do elemento poroso utilizam-se três diferentes métodos. A análise de imagens, o Método de Arquimedes e o método da intrusão de mercúrio, este último fornecendo resultados mais precisos. A porosidade total e o tamanho dos poros são parâmetros importantes a ser considerados na produção do elemento poroso.

Pelo Método de Arquimedes as amostras são submetidas a um ensaio de empuxo, e deste ensaio pode-se determinar a porosidade total das amostras utilizando-se as seguintes equações:

$$Pa = 100 \cdot \left(1 - \frac{\rho}{\rho_{Ni}} \right) \quad (97)$$

$$\rho = \frac{m \cdot g \cdot \rho_{Hg}}{E} \quad (98)$$

onde P_a é a fração volumétrica de poros no elemento poroso (%), ρ é a massa específica aparente (g/cm^3), ρ_{Ni} é a massa específica do níquel ($\rho_{\text{Ni}} = 8.9 \text{ g}/\text{cm}^3$), E é o empuxo do material imerso no mercúrio ($\rho_{\text{Hg}} = 13.6 \text{ g}/\text{cm}^3$), m é a massa em gramas, g é a aceleração da gravidade (m/s^2). Para realização das medições, é utilizado o equipamento eletrônico Mars modelo A1600, com resolução de 0,01g.



(a)

(b)

(c)

Figura 108 – Micrografia do MEV das peças fabricadas com NP-123:

(a) 950°C/30min, (b) 1000°C/15min e (c) 1000°C/30min.

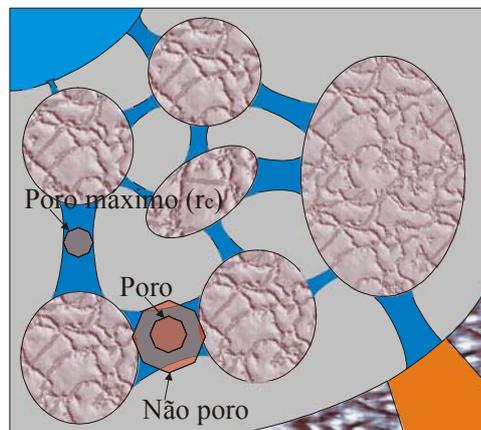


Figura 109 – Esquema operacional do IMAGO.

Outro método para se encontrar os valores da porosidade e da distribuição de poros é a análise de imagens. Exemplares colhidos em laboratório dos elementos porosos são preparados e escaneados no microscópio eletrônico (SEM – Scanning on Electronic Microscope). São utilizadas em torno de 16 a 20 amostras de imagens para representar cada elemento poroso. Um exemplo destas imagens pode ser vista na Figura 108. O software IMAGO desenvolvido pelo LMPT/UFSC foi utilizado para a análise das imagens. O método é baseado na comparação dos

poros das imagens com uma matriz octogonal (ver Figura 109). Após cada comparação, o raio das matrizes recebe um incremento e uma nova comparação é feita, até que nenhum poro seja detectado, e um gráfico de distribuição de poros é retirado, como se pode ver pela Figura 110.

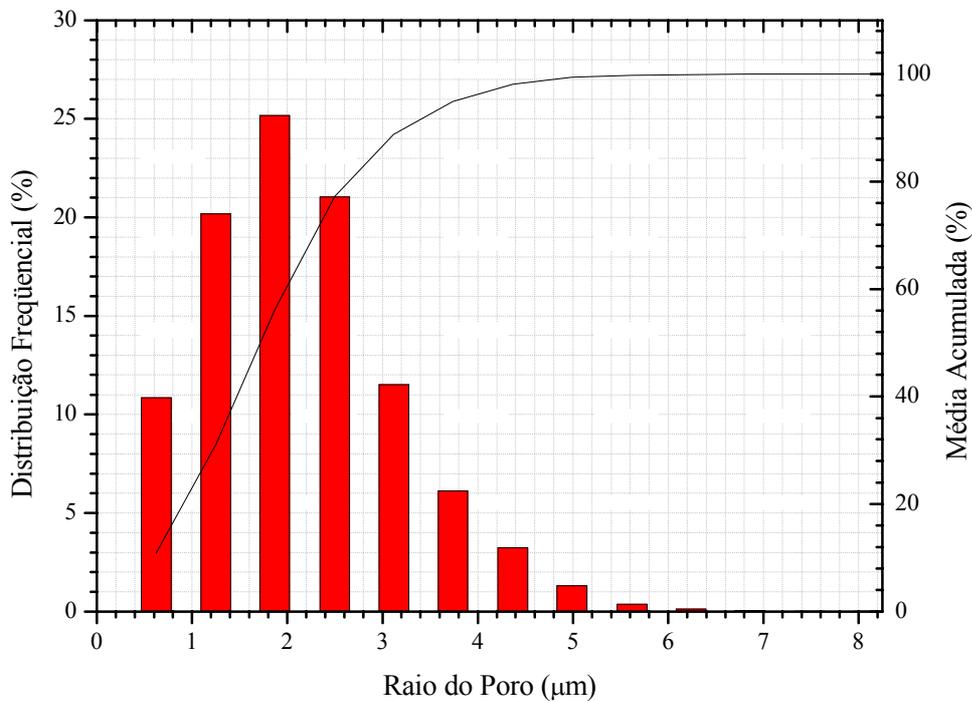


Figura 110 – Distribuição do tamanho de poros em peças fabricadas a 1000°C/15 min com o pó NP – 123.

Uma curva de correlação é criada para indicar o nível de organização dos poros. Com os valores da porosidade e com a esta curva de correlação, a estrutura pode ser reconstruída e o método de intrusão de mercúrio pode ser simulado neste novo corpo reconstruído. O processo de reconstrução pode ser feito com diversos fatores de amplificação. O número de pixels utilizado para as reconstruções que revelaram uma boa aproximação com resultados experimentais é 400X400 pixels.

O teste de porosimetria por intrusão de mercúrio (para a obtenção da porosidade e da distribuição de poros na amostra do elemento poroso) é realizado para traçar comparações com os resultados obtidos pelos outros dois métodos por ser bem mais preciso que os anteriores. O princípio deste método é baseado no fato do mercúrio ser um fluido não-molhante para a maioria dos materiais. Portanto para invadir os poros do material, é necessário que a pressão do mercúrio seja superior à pressão dentro dos poros. Essa pressão está relacionada ao menor diâmetro de

poro possível do mercúrio invadir e está diretamente ligada à pressão de bombeamento capilar dada pela equação modificada de Young-Laplace:

$$P_{nw} - P_w = \frac{4\sigma \cos \theta}{d} \quad (99)$$

onde P_{nw} é a pressão do mercúrio na fase não-molhante, P_w é a pressão do gás na fase molhante, d é o diâmetro de poros, σ é a força de tensão superficial do mercúrio e θ é o ângulo de contato medido na fase molhante.

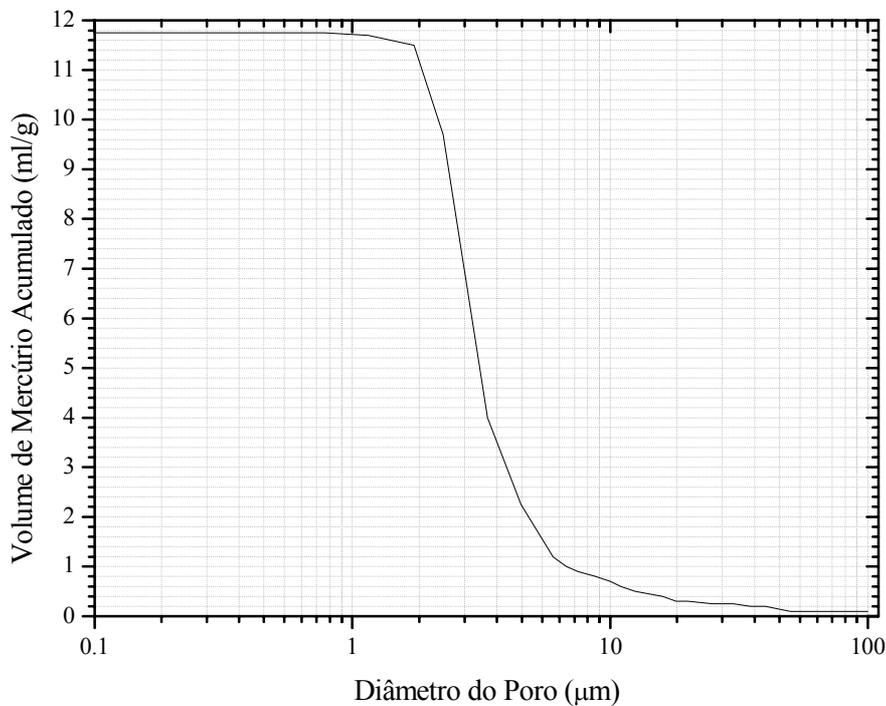


Figura 111 – Porosimetria por intrusão de mercúrio.

O resultado principal deste teste é o diâmetro crítico, onde a partir do qual mercúrio invade todos os poros do elemento. A curva de intrusão de mercúrio pode ser vista na Figura 111. Este diâmetro está diretamente relacionado com a pressão de bombeamento capilar, que é medida no teste de bolhas, explicado anteriormente.

Para as bombas utilizadas, os métodos de análise mostraram uma boa concordância de resultados, o que possibilita a utilização de um método mais prático e rápido para a obtenção dos

valores desejados. Para determinada amostra os resultados que foram obtidos utilizando os três métodos podem ser vistos na Tabela 10.

Tabela 10 – Porosidade total.

Método	Porosidade (%)
Arquimedes	49.7
Análise de Imagem	59.8
Intrusão de Mercúrio	62.2

A distribuição de poros nesta amostra ficou entre 0,64 e 6 μm . O diâmetro crítico dos poros foi da ordem de 3 μm , e o limite capilar deste elemento poroso está perto de 15,8 kPa. No teste de bolhas realizado, o limite capilar foi de 10,6 kPa. A porosidade total do elemento testado está próxima de 60%.

Nas Figura 112, Figura 113, Figura 114 são mostrados os gráficos de porosimetria de mercúrio para os elementos porosos de níquel sinterizado, aço inoxidável sinterizado e material cerâmico sinterizado. O gráfico para o material cerâmico não corresponde ao mesmo elemento poroso utilizado. O material utilizado possui 40% de poros e o material do gráfico em questão apresenta 50% de poros, sendo aqui apresentado somente de maneira qualitativa para comparação entre o resultado experimental e a análise de imagens. Nestes gráficos pode-se notar claramente o diâmetro crítico para os diferentes materiais utilizados. Esse diâmetro é evidenciado pela queda brusca da quantidade de mercúrio aprisionado no interior do material conforme aumenta o diâmetro do poro.

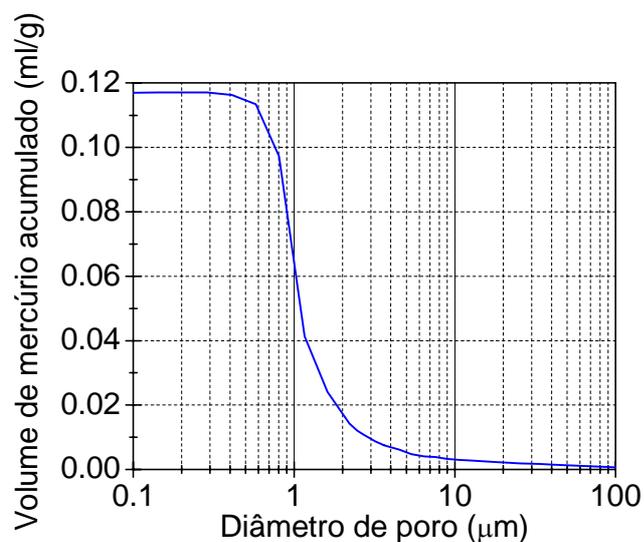


Figura 112 – Níquel

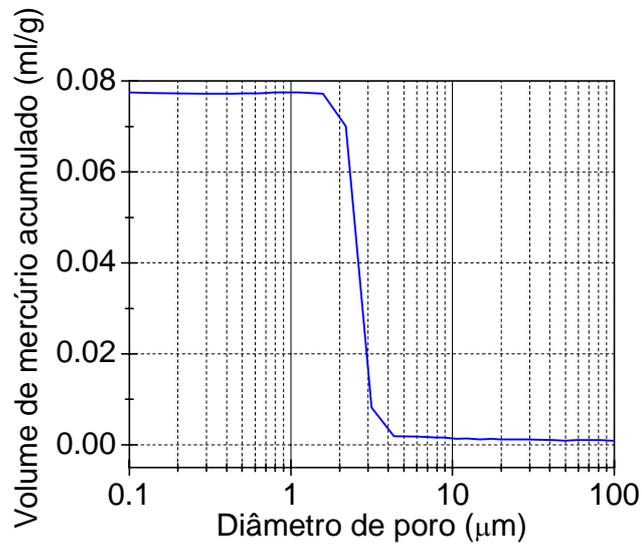


Figura 113 – Aço Inoxidável

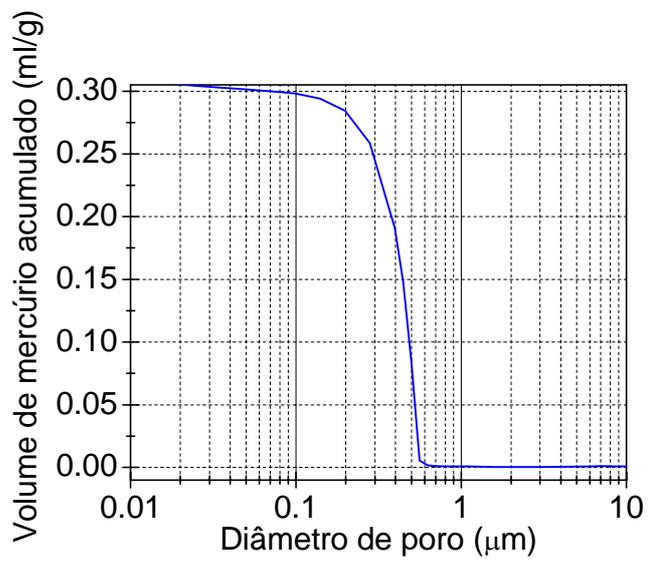


Figura 114 – Cerâmica

ANEXO IV – MODELO PARA TESTES EM MICROGRAVIDADE: CONCEPÇÃO DE PROJETO, ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS, ETC

A.IV.A. Introdução

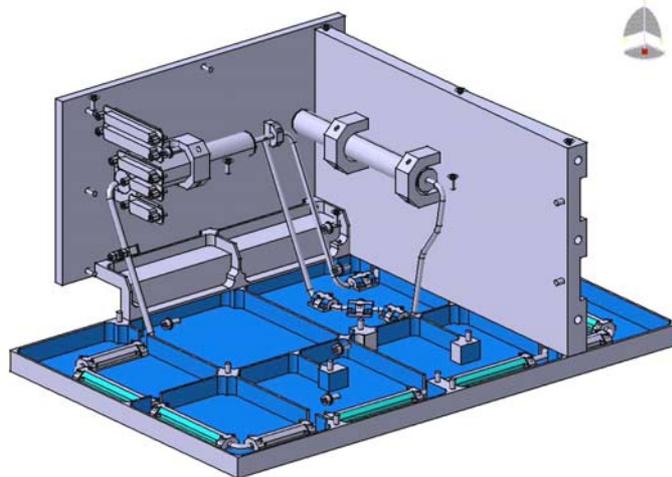


Figura 115 – Esquema da caixa UFSC.

Um CPL pode ser descrito como um sistema de transporte de calor bifásico, sem necessidade de potência externa para bombeamento do fluido no seu interior. A configuração proposta do experimento CPL é mostrada na Figura 115. Foi projetado para ter um absorvedor plano como evaporador, um radiador como condensador e um reservatório com telas internas para ajudar no início de operação e controlar a temperatura e a pressão de operação do sistema. Tubos de aço inoxidável de 3/16" O.D. foram usados como linhas de líquido e de vapor. Amônia é utilizada como fluido de trabalho. O evaporador está localizado no lado externo ao satélite de maneira à sempre estar direcionado para o sol (sun point attitude). Um tubo de aço inoxidável de

$\frac{3}{4}$ ” O.D. foi utilizado como bomba capilar juntamente com um elemento poroso de polietileno de 90 mm de comprimento. Essa bomba capilar foi fixada ao absorvedor plano (placa de alumínio 270 x 150 x 8 mm). Similarmente, o condensador está instalado do lado de fora do satélite como um radiador plano. O condensador foi construído com tubos de aço inoxidável em forma de mola acoplado a uma placa de alumínio de 421 x 270 x 1,5 mm. O reservatório foi confeccionado com um tubo de aço inoxidável ($\frac{3}{4}$ ” x 78,50 mm) e está projetado para acomodar todo o fluido de trabalho do circuito. Em caso de falha ou superaquecimento da bomba capilar, o fluido de trabalho se desloca para o reservatório, evitando a ocorrência de um aumento da pressão interna do sistema. Todos os componentes do BOX UFSC estão isolados térmica e eletricamente do resto do satélite.

A temperatura de operação do circuito está definida em uma faixa entre 260 e 290 K. Resistências elétricas foram instaladas no experimento para suprir de calor o circuito e controlar a operação do sistema. Um conjunto de termistores foi instalado para leitura das temperaturas.

A.IV.B. Especificações Técnicas

- Máximo calor transportado: 40W
- Potência solar transferida: 30W
- Fluido de trabalho: Amônia
- Temperatura de operação: entre 260 e 290 K
- Pressão de operação: entre 255 e 773 kPa
- Pressão máxima admissível: 4000 kPa (353K)
- Pressão de bombeamento capilar: 3 kPa

No caso de amônia, a pressão de saturação correspondente está na faixa de 255 a 773kPa. Vinte termistores estão instalados para as leituras das temperaturas (ver Figura 116). Um sistema eletrônico faz a aquisição de dados do experimento CPL (sinais analógicos amplificados, transformados em sinais digitais e armazenados no próprio satélite).

A distribuição de massa do experimento da UFSC pode ser vista na Tabela 11. As propriedades dos materiais utilizados na Tabela 12 e alguns dados referentes ao CPL na Tabela 13. A Tabela 14 mostra a distribuição de potência em cada experimento do BOX UFSC. Os telecomandos utilizados durante o processo de controle de cada experimento estão descritos na Tabela 15 (Camargo, 2003C).

Tabela 11 – Alocação de massa do experimento FBM.

Item	Qtde	Peso Unitário (g)	Peso Total (g)
Parafuso 1	38,00	0,43	16,44
Parafuso 2	36,00	1,83	65,74
Parafuso 3	2,00	1,77	3,54
Parafuso 4	7,00	1,02	7,11
Bucha 1	4,00	0,09	0,35
Bucha 2	10,00	0,42	4,23
DB 37	2,00	14,06	28,12
DB 25	1,00	10,64	10,64
DB 15	1,00	7,22	7,22
DB 9	3,00	3,79	11,37
Clip 85	6,00	15,67	94,04
Clip 18	2,00	3,66	7,32
Clip 9	5,00	1,32	6,59
Clip Res	2,00	24,03	48,05
Clip BC	1,00	63,74	63,74
Suporte Reservatório	2,00	4,42	8,83
Conexão LV	1,00	7,19	7,19
Perfil L	1,00	105,80	105,80
Placa lateral	2,00	442,80	885,60
Cobertura	1,00	487,15	487,15
Placa traseira	1,00	273,60	273,60
Radiador	1,00	845,80	845,80
Condensador	1,00	886,40	886,40
CPL	1,00	364,00	364,00
FLUXRAD	1,00	100,00	100,00
CBEMG	1,00	250,00	250,00
Eletrônica	2,00	250,00	500,00
Outros *	3,00	76,00	228,00
Fluido Trabalho CBEMG	1,00	850,00	850,00
Fluido Trabalho CPL	1,00	46,77	46,77
Válvula CPL	1,00	64,36	64,36
TOTAL			6278,00**

* Cabos, conectores, termistores e termopares.

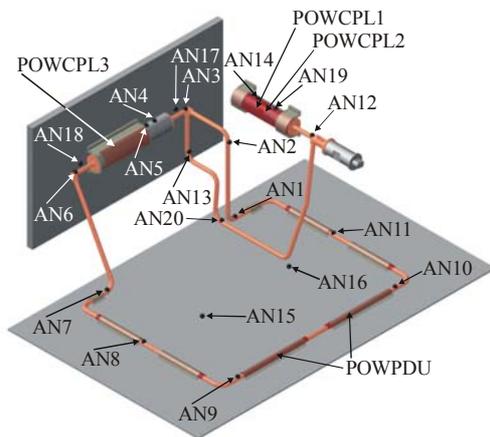
** A massa total do experimento foi superestimada para 6,5 kg por segurança.

Tabela 12 – Propriedades dos materiais.

Material	ρ (g/cm ³)	k (W/m.K)	α	ϵ
Alumínio	3	237	0,89	0,39
Aço inoxidável	8	16		
Fibra de vidro	1,5			
Amônia vapor	0,68			
Amônia líquido	0,89			

Tabela 13 – Dados do CPL.

Dados CPL	Vol Total	Massa Total	Comprimento Tubo 3/4"	Comprimento Tubo 3/16"
	60 cm ³	46,77g	220 mm	1545 mm



POWCPL1 (CPL Surviving)
 POWCPL2 (CPL Recovery)
 POWCPL3 (CPL On)
 POWPDU – Controlada pelo termostato

AN1 - Temperatura do líquido na saída do condensador
 AN2 - Temperatura do líquido
 AN3 - Temperatura do líquido na entrada da bomba capilar
 AN4 - Temperatura na entrada da bomba capilar
 AN5 - Temperatura na saída da bomba capilar
 AN6 - Temperatura do vapor na saída da bomba capilar
 AN7 - Temperatura do vapor na entrada do condensador
 AN8 - Temperatura do condensador
 AN9 - Temperatura do condensador
 AN10 - Temperatura do condensador
 AN11 - Temperatura do condensador
 AN12 - Temperatura do líquido na entrada do reservatório
 AN13 - Temperatura do líquido na saída do reservatório
 AN14 - Temperatura do reservatório
 AN15 - Temperatura do radiador
 AN16 - Temperatura do radiador
 AN17 - Temperatura do absorvedor
 AN18 - Temperatura do absorvedor
 AN19 - Temperatura do reservatório
 AN20 - Temperatura do líquido na metade da linha do reservatório

Figura 116 – Distribuição dos termistores.

Tabela 14 – Especificações das potências elétricas.

Tipo:	Potência Elétrica			
Modos (Ligado, Espera, Outro)	Voltagem Aplicada (V)	Potência (W)	Regulagem da Voltagem (± %)	Ruído Vp-p
POWCPL1 (CPL Surviving)*	22-37 V	5	Sem efeito	22-37 V
POWCPL2 (CPL Recovery)**	22-37 V	5	Sem efeito	22-37 V
POWCPL3 (CPL On)	22-37 V	20	Sem efeito	22-37 V
POWCPLPDU ***	22-37 V	5	Sem efeito	22-37 V
CBEMG On 1	22-37 V	16	Sem efeito	22-37 V
CBEMG On 2	22-37 V	16	Sem efeito	22-37 V
CBEMG On 3	22-37 V	16	Sem efeito	22-37 V
CBEMG On 4	22-37 V	16	Sem efeito	22-37 V
FLUXRAD	22-37 V	3	Sem efeito	22-37 V

OBSERVAÇÕES:
 *Potência requerida no reservatório para evitar o congelamento do fluido de trabalho. Será uma chave liga/desliga que controla uma resistência ligada a um termostato.
 **Potência requerida na placa radiadora e na linha de vapor no caso da inicialização do sistema falhar.
 ***Potência advinda do PDU para evitar o congelamento quando ambos CPL e CBEMG não estiverem operando.
 POWCPL1 e POWPDU nunca estarão operando simultaneamente.

Tabela 15 – Lista de telecomandos.

Lista de Telecomandos			
ID Descrição	Tipo	Significado Parâmetro	Observações
CPL			
TC1 - CPL On/Off	D		1
TC2 - TOP	D		1; 2
TC3 - ΔT	D		1; 3
TC4 – muda de AN14(no caso de falha) para AN13	D		1; 4
TC5 – muda de AN5(no caso de falha) para AN4	D		1; 4
CBEMG			
TC8 - CBEMG 1 On/Off	D		1
TC9 - CBEMG 2 On/Off	D		1
TC10 - CBEMG 3 On/Off	D		1
TC11 - CBEMG 4 On/Off	D		1
TC12 - CBEMG Type	D		1
Observações:			
1 – Os telecomandos atuam no software;			
2 - ΔT = Diferença de temperatura (Máximo);			
3 - TOP = Temperatura do reservatório;			
4 – Necessita ser enviado assim que a falha for detectada.			

Para aquisição dos dados experimentais foi utilizado o software Labview® . Uma tela do programa vista no momento dos testes pode ser vista na Figura 117. A estrutura do satélite e do experimento BOX UFSC podem ser vistas abaixo nas Figura 118.

O elemento poroso utilizado nos testes pode ser visualizado nas Figura 119. O experimento UFSC montado pode ser visto nas Figura 120.

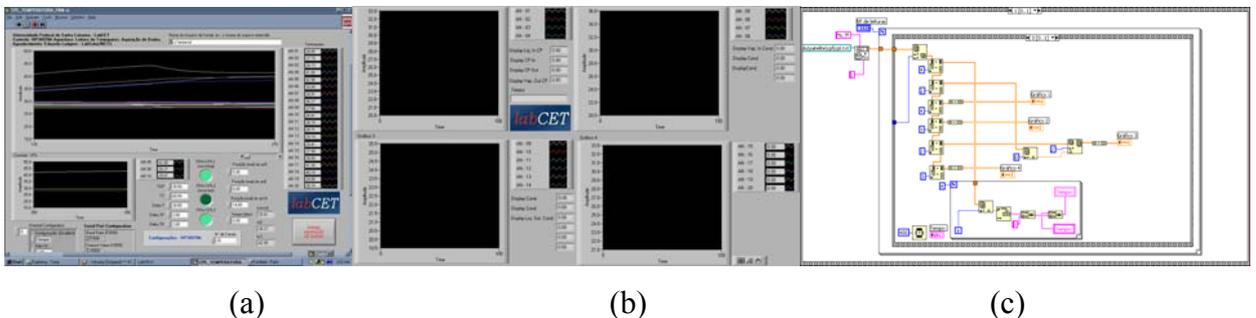
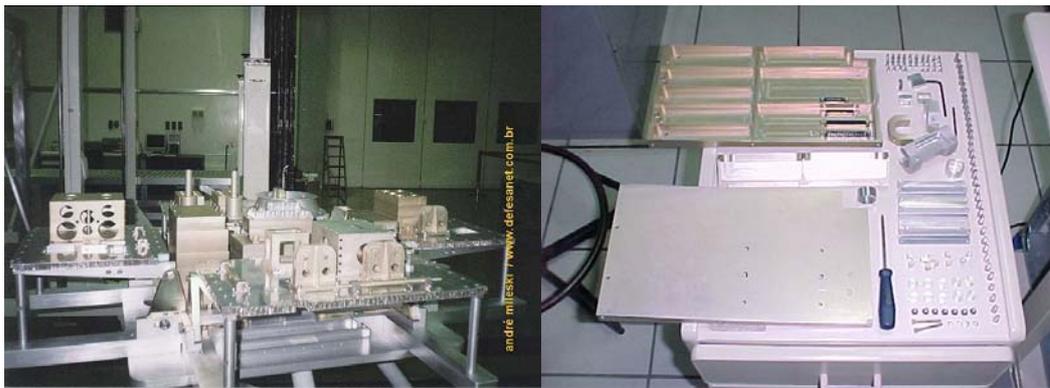


Figura 117 – Tela de aquisição de dados:

(a) Tela para testes em terra, (b) Tela para testes em microgravidade, (c) Tela de programação do software Labview® .



(a)

(b)

Figura 118 – Satélite FBM:

(a) Vista explodida em SJC, (b) Vista da caixa UFSC desmontada na UFSC.



(a)

(b)

Figura 119 – Bomba capilar do experimento FBM:

(a) Elemento poroso, (b) Bomba montada.



(a)

(b)

(c)

Figura 120 – Caixa UFSC:

(a) Vista da eletrônica, (b) Reservatório do CPL, (c) Bomba capilar.

A.IV.C. Bomba Capilar

Uma bomba capilar de aço inoxidável com elemento poroso de polietileno confeccionada com um tubo de 3/4” O.D. e 120 mm foi conectada a uma placa absorvedora. A bomba capilar foi projetada para circular o fluido de trabalho através da ação das forças capilares. A representação do CPL é mostrada na Figura 121. As características do CPL estão apresentadas na Tabela 16.

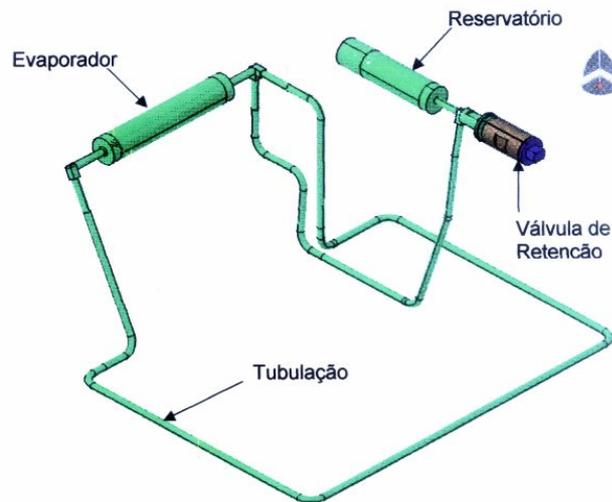


Figura 121 – Tubulação do CPL.

Tabela 16 – Características da bomba capilar.

Dimensões/Propriedades	Valor	Observações
Corpo da bomba capilar:		
Material	Aço inoxidável	
O.D.	19,05mm (3/4")	
Comprimento	120 mm	
Espessura	2,5mm	
Ligação com a placa absorvedora		
Adaptadores das linhas de líquido e vapor:		
Material	Aço inoxidável	
O.D.	19,05mm (3/4")	
Comprimento	3,75mm	
União	Soldada	
Estrutura porosa:		
Material	90 mm de uma estrutura porosa de polietileno	

A.IV.D. Placa Absorvedora / Evaporador

A potência disponível no experimento FBM não é suficiente para fazer com que o sistema funcione adequadamente. Uma placa absorvedora (ver Figura 122) foi projetada para absorver energia solar e usar essa energia em conjunto com a potência disponível para um adequado

funcionamento do CPL. A Tabela 17 apresenta a geometria e as características térmicas da placa absorvedora.

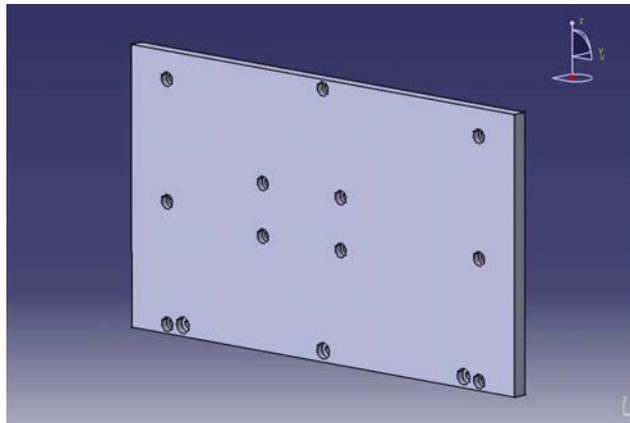


Figura 122 – Absorvedor.

A espessura selecionada é necessária para aumentar a capacidade calorífica da placa, para armazenar energia compensando a falta de energia e a perda de calor durante o período de eclipse do satélite.

Tabela 17 – Características térmicas do absorvedor.

Dimensões/Propriedades	Valor	Observações
Corpo da placa:		
Material	Alumínio	
Comprimento	270 mm	
Largura	150 mm	
Espessura	8,0mm	
Propriedades:		
Condutividade térmica	237 W/m K	
Absortividade	0,89	
Emissividade	0,39	

A.IV.E. Placa Radiadora / Condensador

Todos os furos de 4 mm são rebaixados exceto os 4 furos que são passantes (para fixação do CBEMG). Todos os furos de 3 mm são escareados. Os entalhes nos reforços são para a passagem da tubulação do CPL. Um modelo da placa radiadora pode ser visto na Figura 123. As características do radiador estão descritas na Tabela 18.

Um modelo computacional mostrou que 1,5 mm é a máxima espessura aceitável para obter o gradiente de temperatura suficiente entre as linhas de líquido e de vapor (Heinen, 2003).

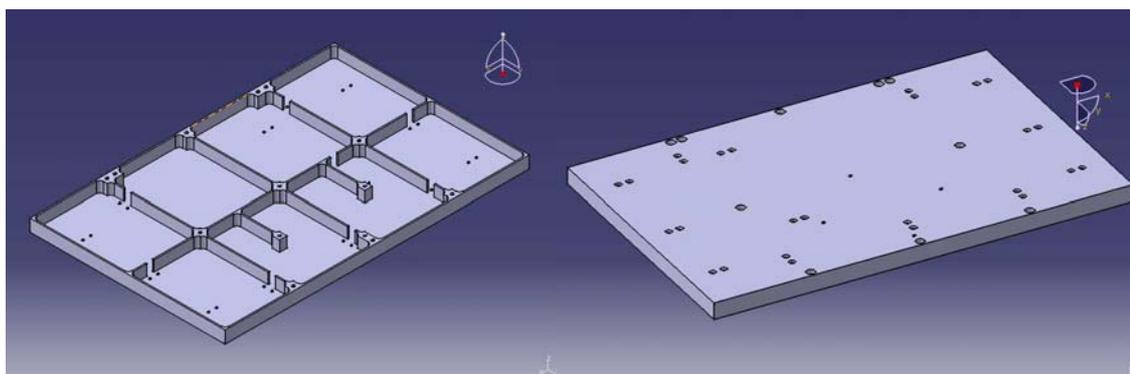


Figura 123 – Radiador.

Tabela 18 – Características térmicas do radiador.

Dimensões/Propriedades	Valor	Observações
Corpo da placa:		
Material	Alumínio	
Comprimento	421 mm	
Largura	270 mm	
Espessura	1,5mm	
Propriedades:		
Condutividade térmica	237 W/m K	
Absortividade	0,39	
Emissividade	0,89	

A.IV.F. Reservatório

O reservatório é usado para controlar o CPL determinando a sua temperatura de operação e a pressão interna do sistema. Este controle é conseguido aplicando-se calor sob o reservatório através de uma resistência elétrica presa à superfície externa do mesmo. Um controle preciso da temperatura do reservatório é importante para prevenir a falha da bomba capilar. A Tabela 19 mostra as características geométricas do reservatório.

Tabela 19 – Características geométricas do reservatório.

Dimensões/Propriedades	Valor	Observações
Material	Aço inoxidável	
O.D.	19,05mm	
Comprimento	78,50mm	
Espessura	1,25 mm	
Fixação mecânica		

A.IV.G. Tubulação

A geometria e as características térmicas do circuito são apresentadas na Tabela 20.

Tabela 20 – Características geométricas e térmicas do circuito.

Dimensões/Propriedades	Valor	Observações
Material	Aço inoxidável	
O.D.	4,8mm	
Espessura	1,25mm	
Pressão admissível	Até 4000 kPa	
Fluido de trabalho	Amônia	
Pressão interna máxima	4000 kPa	
Pressão máxima de operação	773 kPa (290 K)	
Fixação ao radiador e ao absorvedor		

A pressão do fluido de trabalho corresponde à temperatura máxima alcançada no veículo lançador mais um fator de segurança. Parafusos na placa radiadora serão usados para prender o condensador.

A.IV.H. Resistências Elétricas

Tabela 21 – Resistências elétricas do CPL.

	Localização	Potência	Controle	Observações
Resistência 1	Superfície externa da bomba capilar	15 W	BPC	Para aumentar a potência até 15 W
Resistência 2	Superfície externa do reservatório	5 W	BPC e controle externo	Para controlar a temperatura de operação do circuito
Resistência 3	Superfície externa do reservatório	5W	BPC	Para auxiliar no início de operação e em caso de falha durante o início de operação
Resistência do termostato 4	Superfície externa da linha de vapor	5 W	Controle externo	Para prevenir a condição de congelamento do fluido

Quatro resistências elétricas são instaladas no experimento. A primeira resistência (91,27 Ω) será instalada na superfície externa da bomba capilar que será utilizada para aumentar a potência absorvida em até 15W. Duas outras resistências (273,8 Ω) são instaladas no reservatório para controle da temperatura do circuito. No estado de regime permanente é esperado usar no máximo 3 W da energia disponível no satélite. Um termostato adicional será utilizado para controlar a energia dissipada nesta resistência. A quarta resistência (273,8 Ω) é instalada na superfície do condensador para auxiliar no processo de início de operação, que de fato não está previsto para ser utilizado. Será utilizada somente em caso de falha na inicialização do sistema no início de cada teste. A Tabela 21 apresenta a descrição das resistências elétricas utilizadas no CPL.

ANEXO V – MODELO PARA TESTES EM MICROGRAVIDADE: SIMULAÇÃO PARA O COMPORTAMENTO TÉRMICO, RESULTADOS OBTIDOS

A.V.A. Análise Térmica

A.V.A.1. Introdução

Para a operação do CPL é necessário aplicar 20 W. Entretanto esta potência não está disponível no satélite e uma placa absorvedora foi considerada desde o protótipo inicial do CPL para suprir a potência requerida. Para otimizar e descrever a operação do sistema de acordo com as condições ambientais foi desenvolvido uma simulação baseada no método de volumes finitos.

A.V.A.2. Modelo Numérico Transiente do CPL

O programa foi desenvolvido utilizando a linguagem Fortran e considerando todos os componentes do CPL, CBEMG e BOX UFSC, incluindo os aparatos eletrônicos. Primeiramente as resistências térmicas do absorvedor e do radiador foram calculadas juntamente com suas eficiências utilizando dois algoritmos independentes. O programa principal desenvolvido por Heinen (2003) considera as resistências térmicas previamente determinadas pelas malhas refinadas dos algoritmos anteriores (Camargo, 2003A, Heinen, 2003). Este procedimento traz uma transição rápida dos cálculos. De acordo com o calor aplicado sobre o absorvedor e o radiador ao longo de toda órbita do satélite, o programa é utilizado para otimizar os componentes do CPL e verificar o seu funcionamento satisfatório. O programa também avalia o perfil de temperaturas ao longo da fase de aquisição de dados. A Figura 124 mostra uma vista externa do BOX UFSC considerado para simulação.

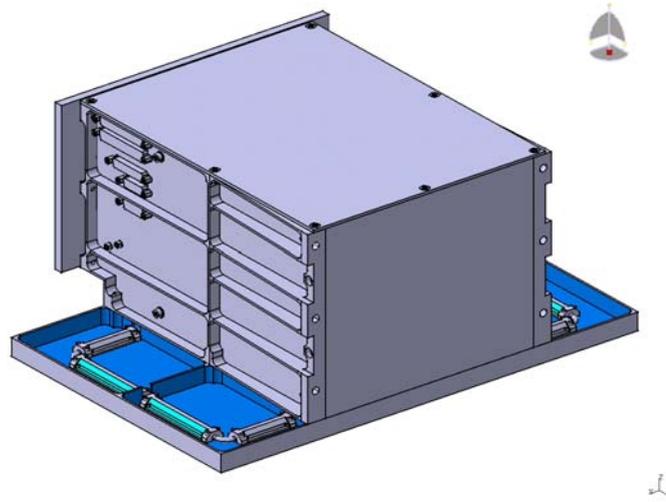


Figura 124 – Vista externa da caixa UFSC.

A.V.A.3. Equações e Condições de Contorno

Usando a resistência térmica avaliada com aproximadamente 1000 volumes de controle para cada placa, a placa absorvedora é considerada um volume de controle no programa principal e o radiador é considerado dois volumes, um na região de condensação e outro na região refrigerada. O programa principal representa 18 volumes de controle. Placa absorvedora, parede externa da bomba capilar, fluido de trabalho e elemento poroso interno (na temperatura de saturação), linhas de transporte, condensador, placa radiadora, parte refrigerada do radiador, reservatório, copo do CBEMG, fluido térmico do CBEMG, resistências internas do CBMEG (2), BOX UFSC (3), placas eletrônicas (3). As condições de contorno são fluxos de calor sobre o absorvedor e radiador. Esses fluxos de calor são fornecidos por uma tabela do INPE sobre a órbita do satélite em cada momento. A temperatura interna do satélite consiste em uma condição de contorno fraca em contato com as placas laterais do BOX UFSC e com o copo do CBMEG através do suporte estrutural. As equações para cada volume de controle são encontradas abaixo.

Placa absorvedora:

$$\begin{aligned}
 & \left(\alpha_a \cdot q_a + \varepsilon_a \cdot (IR_a - \sigma \cdot T_a^4) \right) \cdot A_a + C_{ab} \cdot (T_b - T_a) + C_{all} \cdot (T_{ll} - T_a) + C_{alw} \cdot (T_{lw} - T_a) \\
 & + P_a = \rho_a \cdot A_a \cdot e_a \cdot cp_a \cdot \frac{\Delta T_a}{\Delta t}
 \end{aligned}
 \tag{100}$$

Bomba capilar (parede externa):

$$C_{ab} \cdot (T_a - T_b) + C_{bf} \cdot (T_f - T_b) + C_{blv} \cdot (T_{lv} - T_b) = mcp_b \cdot \frac{\Delta T_b}{\Delta t} \quad (101)$$

Fluido de trabalho e interior do elemento poroso (na temperatura de saturação):

$$C_{bf} \cdot (T_b - T_f) + C_{fsc} \cdot (T_{sc} - T_f) + C_{ref} \cdot (T_{re} - T_f) = mcp_f \cdot \frac{\Delta T_f}{\Delta t} \quad (102)$$

Linha de vapor:

$$C_{blv} \cdot (T_b - T_{lv}) + C_{lsc} \cdot (T_{sc} - T_{lv}) = mcp_{lv} \cdot \frac{\Delta T_{lv}}{\Delta t} \quad (103)$$

Condensador:

$$C_{fsc} \cdot (T_f - T_{sc}) + C_{lsc} \cdot (T_{lv} - T_{sc}) + C_{scr} \cdot (T_r - T_{sc}) + P_{sc} = mcp_{sc} \cdot \frac{\Delta T_{sc}}{\Delta t} \quad (104)$$

Reservatório:

$$C_{ref} \cdot (T_f - T_{re}) + C_{resr} \cdot (T_{sr} - T_{re}) + P_{re} = mcp_{re} \cdot \frac{\Delta T_{re}}{\Delta t} \quad (105)$$

Placa radiadora (região de condensação):

$$\begin{aligned} & \left(\alpha_r \cdot q_r + \varepsilon_r \cdot (IR_r - \sigma \cdot T_r^4) \right) \cdot A_r + C_{scr} \cdot (T_{sc} - T_r) + C_{lwr} \cdot (T_{lv} - T_r) \\ & + P_r = \rho_r \cdot A_r \cdot e_r \cdot cp_r \cdot \frac{\Delta T_r}{\Delta t} \end{aligned} \quad (106)$$

Placa radiadora (região refrigerada):

$$\begin{aligned} & (\alpha_r \cdot q_r + \varepsilon_r \cdot (IR_r - \sigma \cdot T_{sr}^4)) \cdot A_{sr} + C_{resr} \cdot (T_{re} - T_{sr}) + C_{llsr} \cdot (T_{ll} - T_{sr}) \\ & = \rho_r \cdot A_{sr} \cdot e_r \cdot cp_r \cdot \frac{\Delta T_{sr}}{\Delta t} \end{aligned} \quad (107)$$

Copo do CBEMG:

$$\begin{aligned} & C_{rg} \cdot (T_r - T_g) + C_{gf} \cdot (T_{gf} - T_g) + C_{gh} \cdot (T_h - T_g) + C_{ghn} \cdot (T_{hn} - T_g) + C_{gsp} \cdot (T_{sp} - T_g) \\ & = mcp_g \cdot \frac{\Delta T_g}{\Delta t} \end{aligned} \quad (108)$$

Fluido de trabalho do CBEMG:

$$C_{gf} \cdot (T_g - T_{gf}) + C_{gfh} \cdot (T_h - T_{gf}) + C_{gfhm} \cdot (T_{hm} - T_{gf}) = mcp_{gf} \cdot \frac{\Delta T_{gf}}{\Delta t} \quad (109)$$

Resistência elétrica interna do CBEMG (ligada):

$$C_{gh} \cdot (T_g - T_h) + C_{gfh} \cdot (T_{gf} - T_h) + P_h = mcp_h \cdot \frac{\Delta T_h}{\Delta t} \quad (110)$$

Resistência elétrica interna do CBEMG (desligada):

$$C_{ghn} \cdot (T_g - T_{hn}) + C_{gfhm} \cdot (T_{gf} - T_{hn}) = mcp_{hn} \cdot \frac{\Delta T_{hn}}{\Delta t} \quad (111)$$

Lateral esquerda do BOX UFSC:

$$\begin{aligned} & C_{all} \cdot (T_a - T_{ll}) + C_{llsr} \cdot (T_{sr} - T_{ll}) + C_{lltb} \cdot (T_{tb} - T_{ll}) + C_{llep} \cdot (T_{ep1} - T_{ll}) \\ & + C_{llsp} \cdot (T_{sp} - T_{ll}) = mcp_{ll} \cdot \frac{\Delta T_{ll}}{\Delta t} \end{aligned} \quad (112)$$

Lateral direita do BOX UFSC:

$$\begin{aligned}
 & C_{alw} \cdot (T_a - T_{lw}) + C_{lwr} \cdot (T_r - T_{lw}) + C_{lwtb} \cdot (T_{tb} - T_{lw}) + C_{lwep} \cdot (T_{ep2} - T_{lw}) \\
 & + C_{lwsp} \cdot (T_{sp} - T_{lw}) = mcp_{lw} \cdot \frac{\Delta T_{lw}}{\Delta t}
 \end{aligned} \quad (113)$$

Tampa superior do BOX UFSC:

$$C_{lwtb} \cdot (T_{lw} - T_{tb}) + C_{lltb} \cdot (T_{ll} - T_{tb}) + C_{tbepl} \cdot (T_{ep3} - T_{tb}) = mcp_{tb} \cdot \frac{\Delta T_{tb}}{\Delta t} \quad (114)$$

Placa eletrônica 1:

$$C_{llepl} \cdot (T_{ll} - T_{ep1}) + P_{ep1} = mcp_{ep1} \cdot \frac{\Delta T_{ep1}}{\Delta t} \quad (115)$$

Placa eletrônica 2:

$$C_{lwep} \cdot (T_{lw} - T_{ep2}) + P_{ep2} = mcp_{ep2} \cdot \frac{\Delta T_{ep2}}{\Delta t} \quad (116)$$

Placa eletrônica 3:

$$C_{tbepl} \cdot (T_{tb} - T_{ep3}) + P_{ep3} = mcp_{ep3} \cdot \frac{\Delta T_{ep3}}{\Delta t} \quad (117)$$

A.V.A.4. Modelo Numérico para Regime Permanente

Como mencionado anteriormente, dois algoritmos independentes foram desenvolvidos para cada placa. A equação principal apresentada abaixo é a mesma para ambas as placas e corresponde para um modelo bidimensional da lei de conservação de energia em regime permanente.

$$\frac{\partial^2 T(x, y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x, y)}{\partial y^2} + \frac{1}{k \cdot e} \cdot q(x, y) = 0 \quad (118)$$

A equação geral para o fluxo de calor para cada volume de controle nas placas pode ser escrita como:

$$q(x, y) = \alpha \cdot q_s + \varepsilon \cdot IR - \varepsilon \cdot \sigma \cdot T(x, y)^4 \quad (119)$$

Para cada volume de controle na placa absorvedora em contato com a bomba capilar e para os volumes de controle na placa radiadora em contato com o condensador, a expressão para o fluxo de calor apresenta mais um termo, sendo expressa como:

$$q(x, y) = \alpha \cdot q_s + \varepsilon \cdot IR - \varepsilon \cdot \sigma \cdot T(x, y)^4 - \frac{U \cdot \partial x}{\partial A} \cdot (T(x, y) - T_f) \quad (120)$$

A temperatura do fluido (T_f) consiste de uma condição de contorno de temperatura de saturação fixa para ambas as placas. Entretanto, a placa radiadora apresenta uma região onde o fluido já condensado é também sub-resfriado. Para esse volume sobre o condensador, a temperatura do fluido (T_f) não é uma condição de contorno e deve ser calculada. Isso pode ser feito usando as seguintes equações para cada volume criado dentro da região de resfriamento.

$$\partial q_f(x, y) = U \cdot \partial x \cdot (T(x, y) - T_f) \quad (121)$$

$$\partial q_f(x, y) = \dot{m} \cdot c_p \cdot \partial T_f \quad (122)$$

O fluxo de massa (\dot{m}) pode ser estimado na região de condensação usando a seguinte equação:

$$\dot{m} = \frac{\sum (U \cdot \partial x \cdot (T(x, y) - T_{sat}))}{h_v} \quad (123)$$

Após o cálculo completo, a resistência térmica média da placa é determinada através da seguinte equação:

$$\frac{1}{R} = \frac{\sum(\alpha \cdot q_s + \varepsilon \cdot IR) \cdot A - \sum \varepsilon \cdot \sigma \cdot T(x, y)^4 \cdot dA}{T_m - T_{sat}} \quad (124)$$

A temperatura efetiva de radiação da placa (T_m) é definida como sendo a temperatura uniforme que apresenta mesma troca térmica sobre a distribuição de temperaturas da placa. Assim, este valor de temperatura é determinado pela seguinte equação:

$$\varepsilon \cdot \sigma \cdot T_m^4 \cdot A = \sum \varepsilon \cdot \sigma \cdot T(x, y)^4 \cdot dA \quad (125)$$

A.V.A.5. Resultados da Simulação Térmica

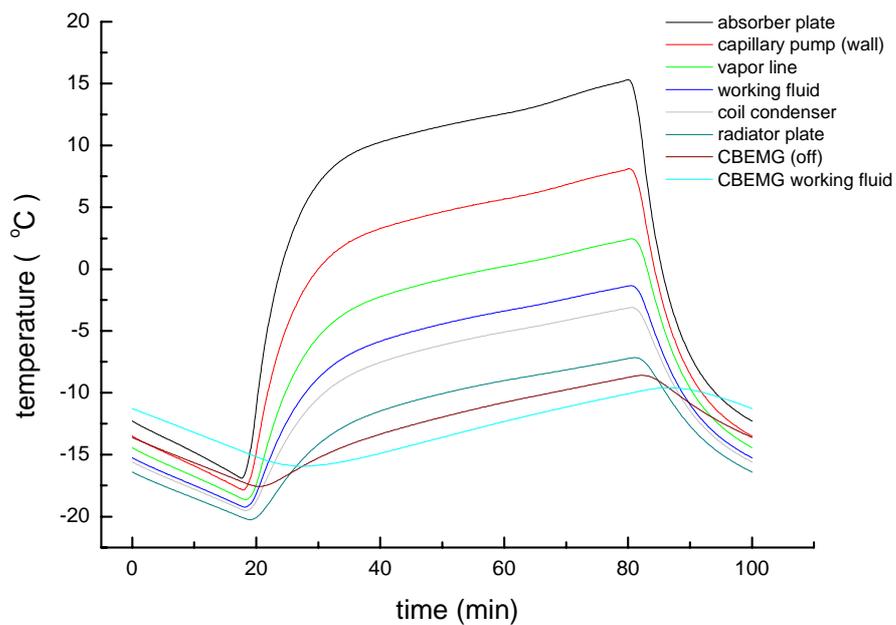


Figura 125 – Simulação numérica.

Pelos resultados da simulação térmica com potência aplicada ao reservatório e com uma grande espessura da placa absorvedora (Figura 125 e Figura 126) em comparação com o primeiro projeto do CPL, pode ser concluído que as alterações de projeto irão possibilitar ao CPL operar em um regime permanente periódico. Em outras palavras, a probabilidade de um colapso quando o CPL atravessar a região escura da órbita (eclipse) é bastante reduzida devido ao calor armazenado na placa absorvedora. As primeiras órbitas quando o CPL está entrando em

funcionamento são críticas e neste caso é desejável ter uma potência de 5 W disponível para aplicar ao reservatório. Depois de alcançado o regime permanente, 3W serão suficientes para manter o CPL funcionando.

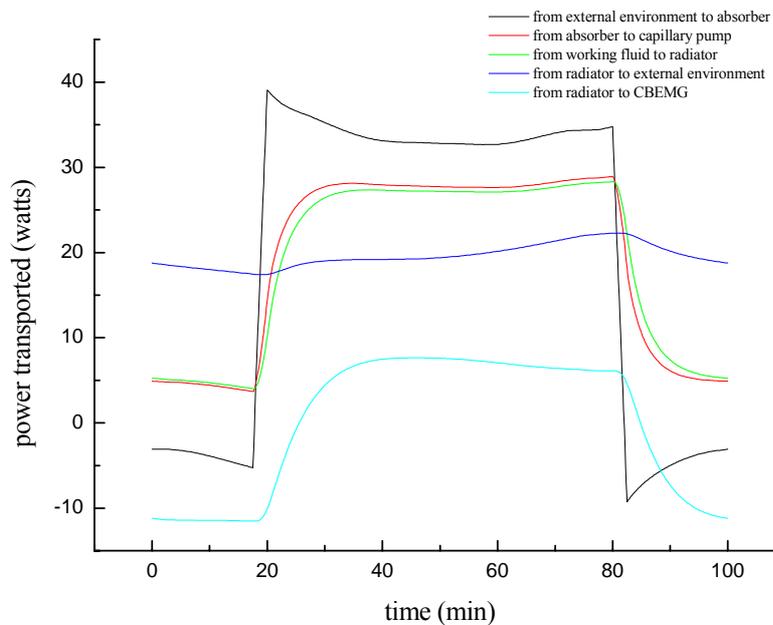


Figura 126 – Simulação numérica.

Se o CPL falhar, a temperatura mínima alcançada será de -60°C , enquanto a temperatura de congelamento da amônia é -77°C (Figura 127).

Para fazer o CPL iniciar, é necessário fazer com que a temperatura do reservatório supere a temperatura da bomba capilar. Incondicionalmente, o reservatório apresenta um contato térmico com a placa radiadora. Como mostrado na Figura 128 a distribuição de temperaturas com a potência elétrica de 5W aplicada ao reservatório fará a temperatura subir acima da temperatura da bomba capilar.

As condições atuais não permitem que o início de operação somente com 3W no reservatório aconteça. Entretanto, se não é possível ao satélite fornecer 5W, alguns artifícios podem ser feitos em ordem de garantir um início com sucesso, como o uso de um Peltier no local da resistência elétrica do reservatório. A Figura 129 apresenta a distribuição de temperaturas do CPL utilizando uma resistência de 3W colocada sobre o condensador liga quando a temperatura cai para -50°C e desliga quando sobe para -35°C . Utilizando um termostato ligado ao condensador, a simulação mostra que a resistência elétrica é ligada 4,5 horas e desligada 11,5

horas após o lançamento do satélite. Este procedimento apresenta o menor gasto de energia para evitar o congelamento do condensador durante a fase de aquisição de dados.

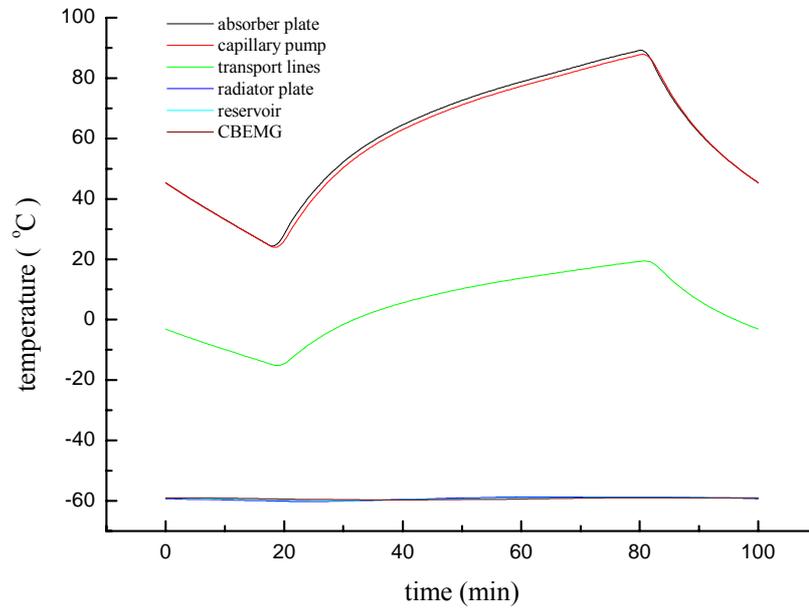


Figura 127 – Simulação numérica.

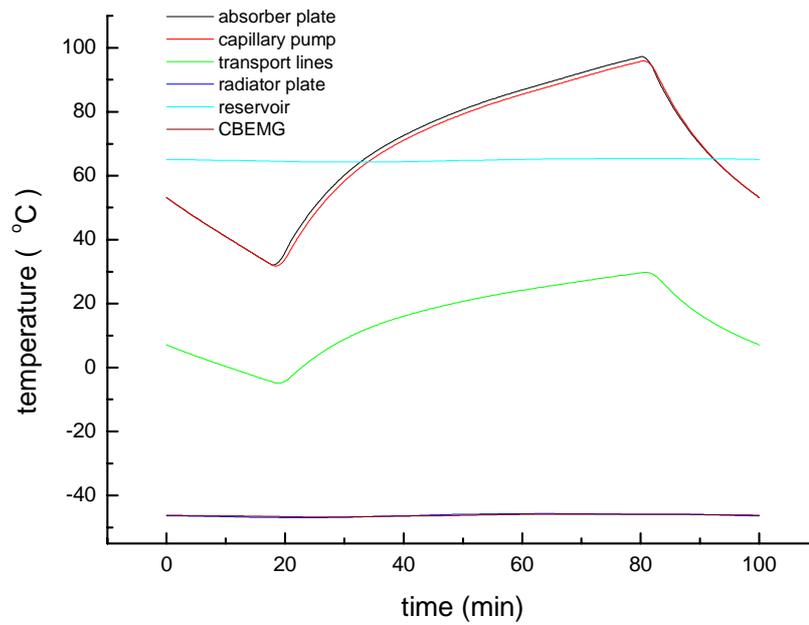


Figura 128 – Simulação numérica.

O modelo de regime permanente foi inicialmente desenvolvido para otimizar as placas especialmente o que diz respeito à espessura e analisar o resfriamento no final do condensador. Quando o modelo transiente foi desenvolvido, uma nova função para o modelo de regime permanente foi encontrada, consistindo em determinar a condutância efetiva das placas em relação ao fluido de trabalho. As Figura 130 e Figura 131 apresentam a distribuição de temperaturas sobre o absorvedor e o radiador, respectivamente, obtidas pelo modelo de regime permanente.

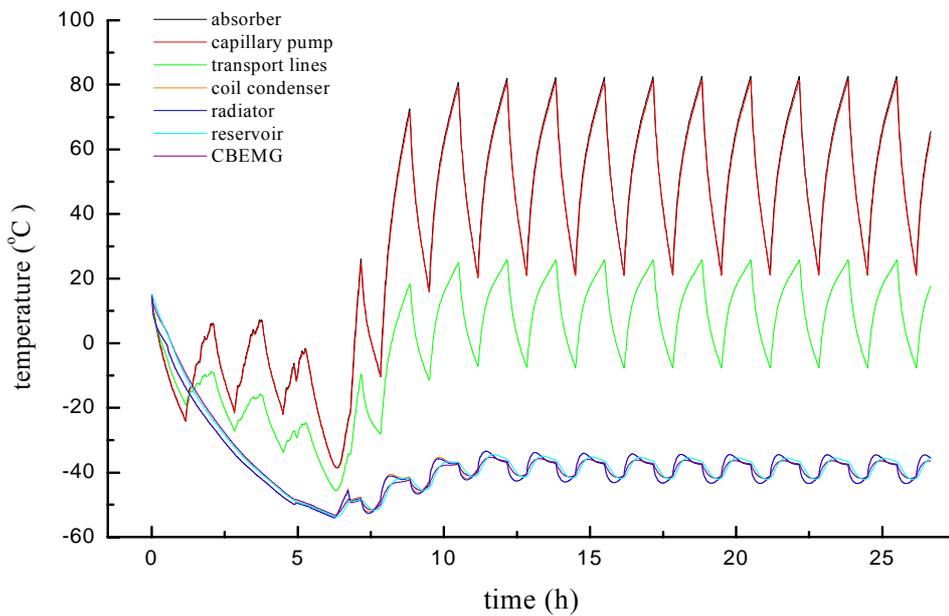


Figura 129 – Simulação numérica.

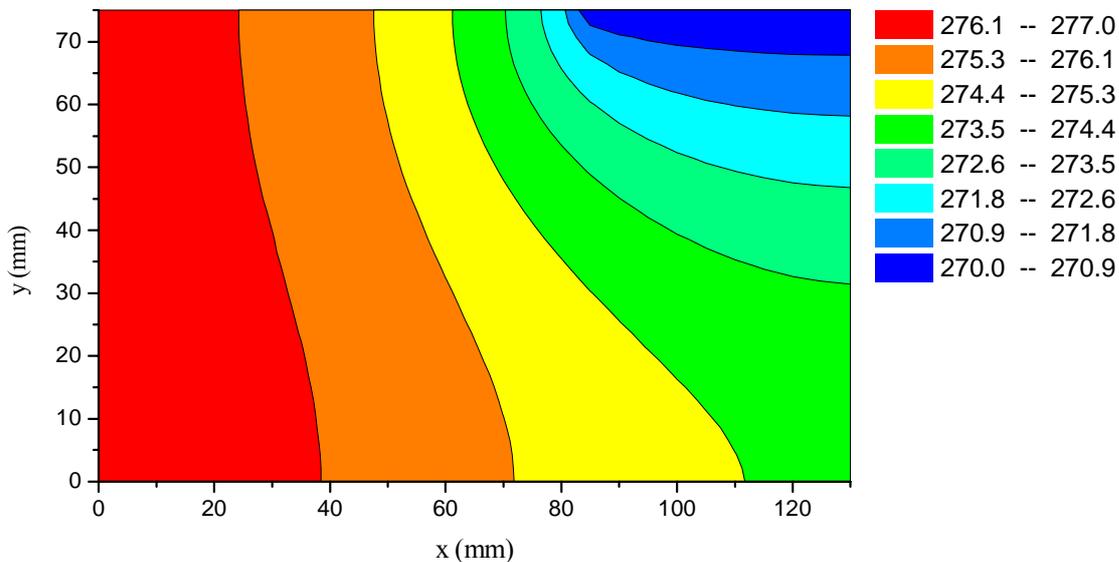


Figura 130 – Simulação numérica.

A Figura 131 apresenta a distribuição de temperatura sobre a placa radiadora com 20% do condensador ocupado por líquido comprimido. Nesta simulação em particular, esta quantidade de líquido presente no condensador resultou em um resfriamento de 9,2 °C.

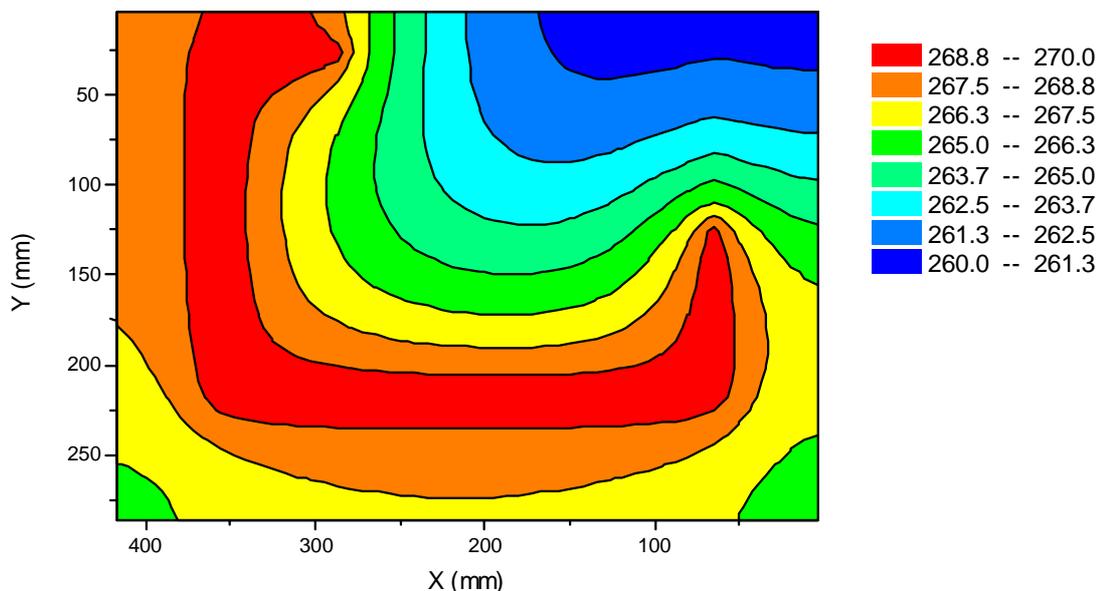


Figura 131 – Simulação numérica.

A.V.A.6. Análise Final sobre o Projeto FBM

O projeto atual do CPL fornece as condições térmicas para o experimento funcionar, com uma fase crítica durante o início da operação do sistema. Se o CPL não iniciar, haverá três períodos no ano em que será possível ativar as outras resistências elétricas para promover esse início de operação.

A.V.B. Propriedades Ambientais e Valores Utilizados

Tabela 22 – Propriedades do meio ambiente e dados utilizados nos cálculos do CPL.

Dados	Valor
Temperatura média do lado de fora do satélite	4 K
Potência sobre o absorvedor e o radiador	Fornecido pelo INPE
Calor específico do alumínio	850 J/kg.K
Condutividade térmica do alumínio	180 W/m K
Densidade do alumínio	2710 kg/m ³
Módulo de elasticidade do alumínio	72.10 ⁹ N/m ²
Coefficiente de Poisson do alumínio	0.29

As propriedades ambientais e valores utilizados nos cálculos do CPL estão apresentados na Tabela 22.

A.V.C. Simulação Numérica e Testes em Laboratório

Todos os testes citados nesta seção estão contemplados nos testes requeridos do FBM-TS-S-00-7033-C/1 ENVIRONMENTAL SPECIFICATION, se forem aplicados e possíveis.

O seguinte procedimento está planejado para ser executado no LabCET:

1 – Análise de compatibilidade entre o fluido de trabalho e os componentes internos do CPL.

Amônia é o fluido de trabalho usado no CPL. Todos os componentes internos (alumínio, níquel, Teflon®) são compatíveis com a amônia (Peterson, 1994).

2 – Análise de compatibilidade do vácuo com os componentes externos do CPL.

Somente materiais resistentes a vácuo são empregados nas partes externas do circuito.

3 – Detecção de vazamentos do CPL na faixa de – 70 a + 80°C.

Um sensor de vazamentos da BOC Edwards Model 3000 foi usado para a detecção de vazamentos superiores a 2×10^{-5} ml/s.

4 – Simulação numérica e testes em laboratório do CPL para potências de até 50 W.

Testes em laboratório foram realizados no Modelo de Engenharia para potências de até 50 W. A simulação numérica mostra o perfil de temperaturas e a potência transportada ao longo da órbita do satélite durante os testes de microgravidade.

5 – Simulação numérica e testes em laboratório do CPL no caso de falha do sistema.

O procedimento de recuperação do CPL foi testado em laboratório com condições similares para garantir confiabilidade ao processo. A simulação numérica mostra a temperatura

máxima e a mínima esperada em caso de falha da bomba capilar. Desde que o CPL seja termicamente isolado do satélite, não há restrições ao seu uso.

6 – Simulação teórica e teste de pressão do experimento CPL de até 4 MPa (40 bar) foram realizados.

A simulação numérica mostra a máxima temperatura esperada no caso de falha da bomba capilar. O Modelo de Engenharia foi testado com pressão interna de até 4 MPa. Para amônia como fluido de trabalho estando na máxima temperatura esperada (com fator de segurança incluído) na Shuttle (80°C), a pressão de saturação está na faixa de 4 MPa.

7 – Testes estáticos e dinâmicos do BOX UFSC (simulação numérica e testes em laboratório).

Para garantir a integridade do BOX UFSC e dos experimentos no interior, uma simulação numérica e testes de força estática e força dinâmica foram realizados em um vibrador da Fibraforte Eng. Ind. Com. LTDA.

8 – Teste de vibração dinâmica aleatória.

Para garantir a integridade do BOX UFSC e dos experimentos no seu interior, uma simulação numérica também foi realizada pela Fibraforte Eng. Ind. Com. LTDA.

ANEXO VI – MODELO PARA TESTES EM MICROGRAVIDADE: FLUXOGRAMA DE OPERAÇÃO E RESULTADOS EXPERIMENTAIS PRELIMINARES

A.VI.A. Fluxograma de Operação do CPL

O fluxograma de operação é apresentado em uma seqüência de cinco passos sucessivos, conforme mostrado nas Figura 135 a Figura 139. Estes passos podem ser acompanhados através da Figura 132, onde um teste real em bancada serviu para demonstração dos seus caminhos e recursos disponíveis. De acordo com os fluxogramas, um telecomando será inicialmente enviado ao BPC com as informações referentes às temperaturas de operação do CPL e limites admissíveis para as temperaturas da bomba capilar (AN5), reservatório (AN14) e linha de vapor no condensador (AN8). Os limites são controlados pelas variáveis Delta T, Delta TP e Delta TR. A variável Delta T controla a falha principal associada ao colapso da bomba capilar. Na ocorrência de colapso, AN5 cresce acusando a falha no sistema, iniciando o procedimento de recuperação conforme mostrado nas Figura 135 a Figura 139.

De acordo com o teste, as temperaturas de controle indicadas pelos termistores AN5, AN8 e AN14 são acompanhadas graficamente. Na região do slide 2 onde o sistema entra em operação, o gráfico mostra a elevação da temperatura na bomba capilar e a sua estabilização posterior. Caso a diferença entre AN5 e AN8 chegue ao valor de DeltaT, o sistema entra em modo de falha e o fluxograma muda o seu comportamento passando a atuar para corrigir o funcionamento da bomba capilar de acordo com o slide 3. Quando as temperaturas no reservatório ultrapassam as da bomba capilar de acordo com o valor de DeltaTP, o fluxograma muda seu comportamento novamente para o slide 4, onde agora o sistema espera que o reservatório volte a sua temperatura normal. Segue-se agora para o slide 5 e de volta ao início do processo no slide 2. Na seqüência do teste realizado, foi ocasionada uma falha proposital para assegurar que o funcionamento do fluxograma. Pode-se observar que o sistema conseguiu se

recuperar do colapso e voltar a operar normalmente no final do teste. Este fato traz segurança para a realização dos testes em microgravidade.

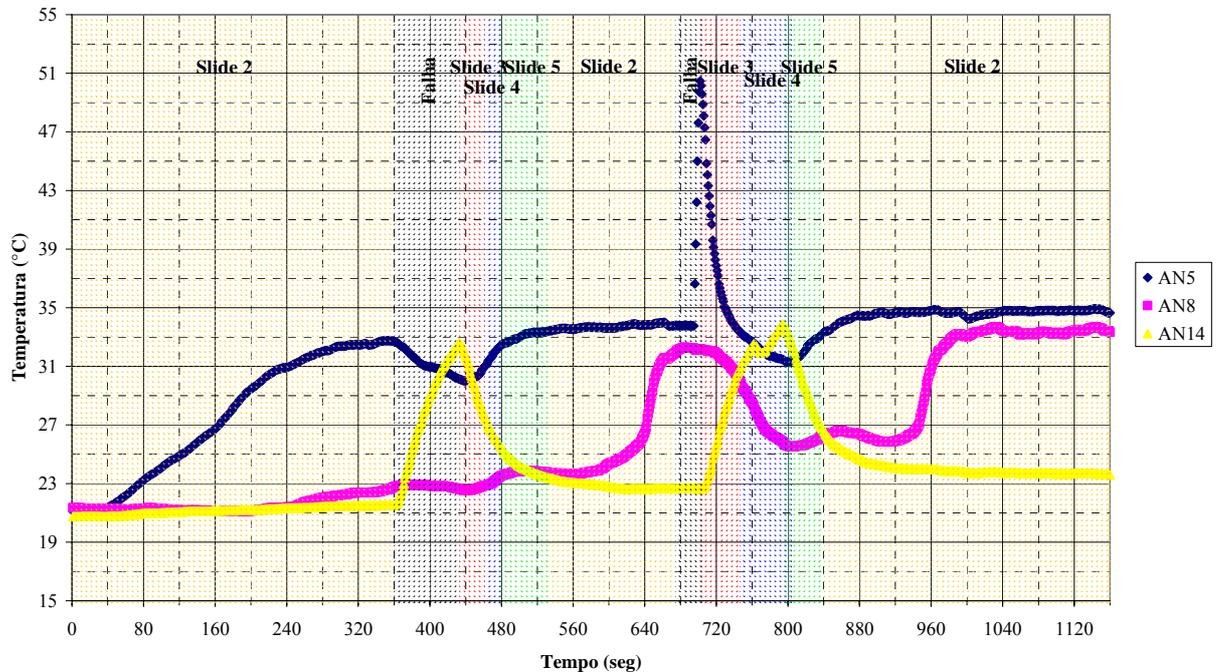


Figura 132 – Teste para verificação do funcionamento do fluxograma de controle do CPL realizado na UFSC.

A Figura 133 mostra os caminhos percorridos nos fluxogramas pelos testes realizados em SJC. Os pontos de decisão e valores limites de temperatura fixados no algoritmo foram acompanhados através da interface de visualização do Labview® do computador de teste. Novamente o caso de falha foi intencionalmente atingido para validação do fluxograma.

Nos testes com o Modelo de Qualificação, foi notado que a temperatura superficial do corpo do evaporador subiu muito repentinamente ao contrário do esperado (como pôde ser observado na Figura 33 no Capítulo 4.2 – Resultados Obtidos no Modelo de Microgravidade). Este fato pode ser atribuído a uma alteração realizada durante a soldagem do corpo do evaporador em SJC na Fibraforte (Figura 134). Tal alteração foi realizada pela necessidade de uma atmosfera controlada durante a soldagem do evaporador. A soldagem foi realizada com a abertura de dois furos no evaporador. Em um desses furos, o material poroso do evaporador pode ter sido danificado, o que levaria a uma interrupção do fluxo de líquido para o corpo do evaporador. Essa falta de líquido faz com que a bomba capilar entre em colapso antes mesmo de iniciar a sua operação normal. Para corrigir o problema, um novo circuito deverá ser construído.

Na montagem deste novo circuito, no caso do Modelo de Vôo, devem-se obedecer rigorosamente os procedimentos de montagem e todo o processo ser supervisionado por um responsável pelo projeto. Nenhuma furação não programada deve ser realizada com a penalidade de novos problemas ocorrerem. Após a correção do método de montagem do evaporador do CPL, este deverá novamente operar normalmente. A operação do CPL mesmo com esses problemas não incapacita o experimento, visto que o fluxograma presente no BPC impossibilita o aumento excessivo das temperaturas.

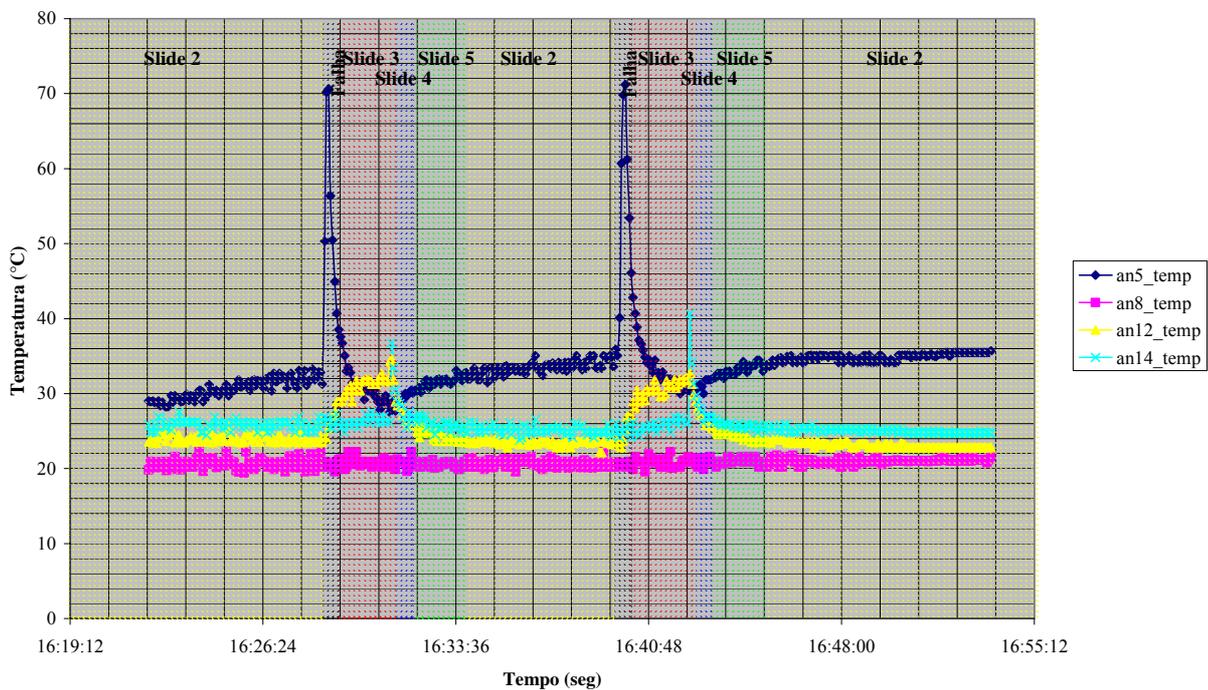


Figura 133 – Teste para verificação do funcionamento do fluxograma de controle do CPL realizado em SJC.

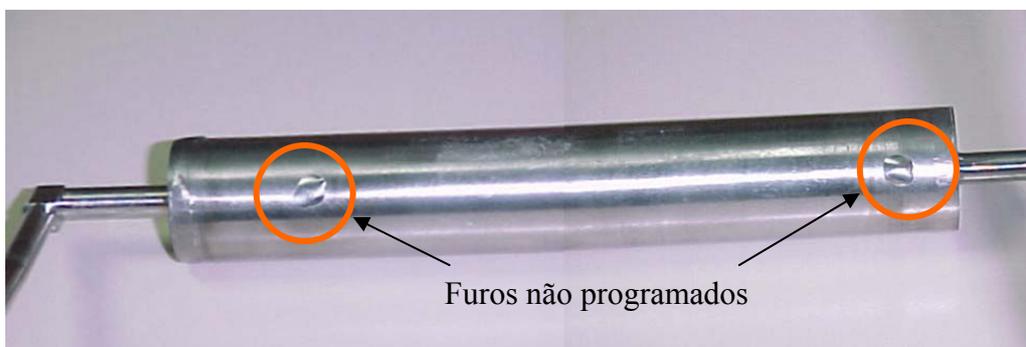


Figura 134 – Foto da bomba capilar soldada pela Fibraforte.

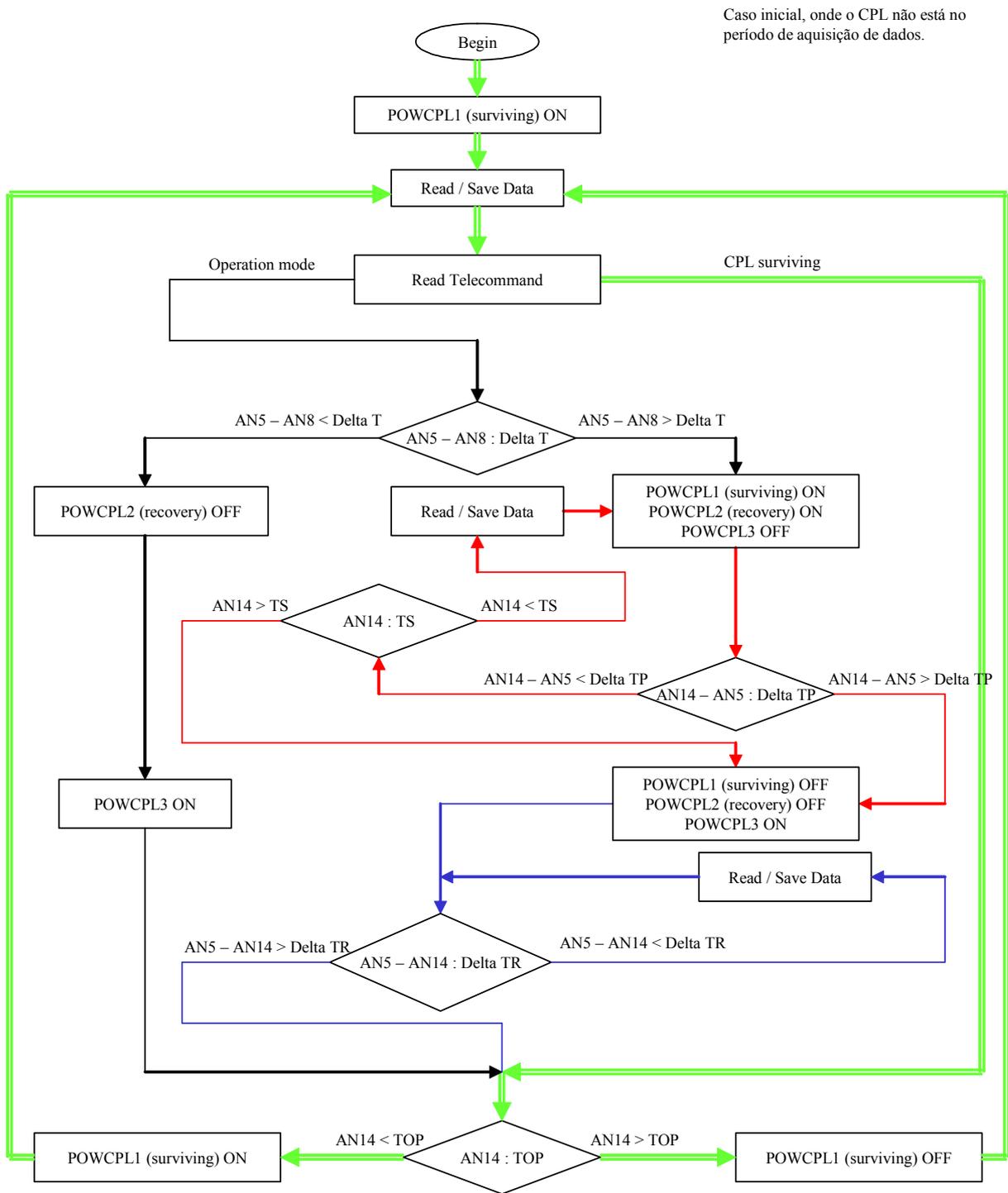


Figura 135 – Fluxograma de controle do CPL – Slide 1.

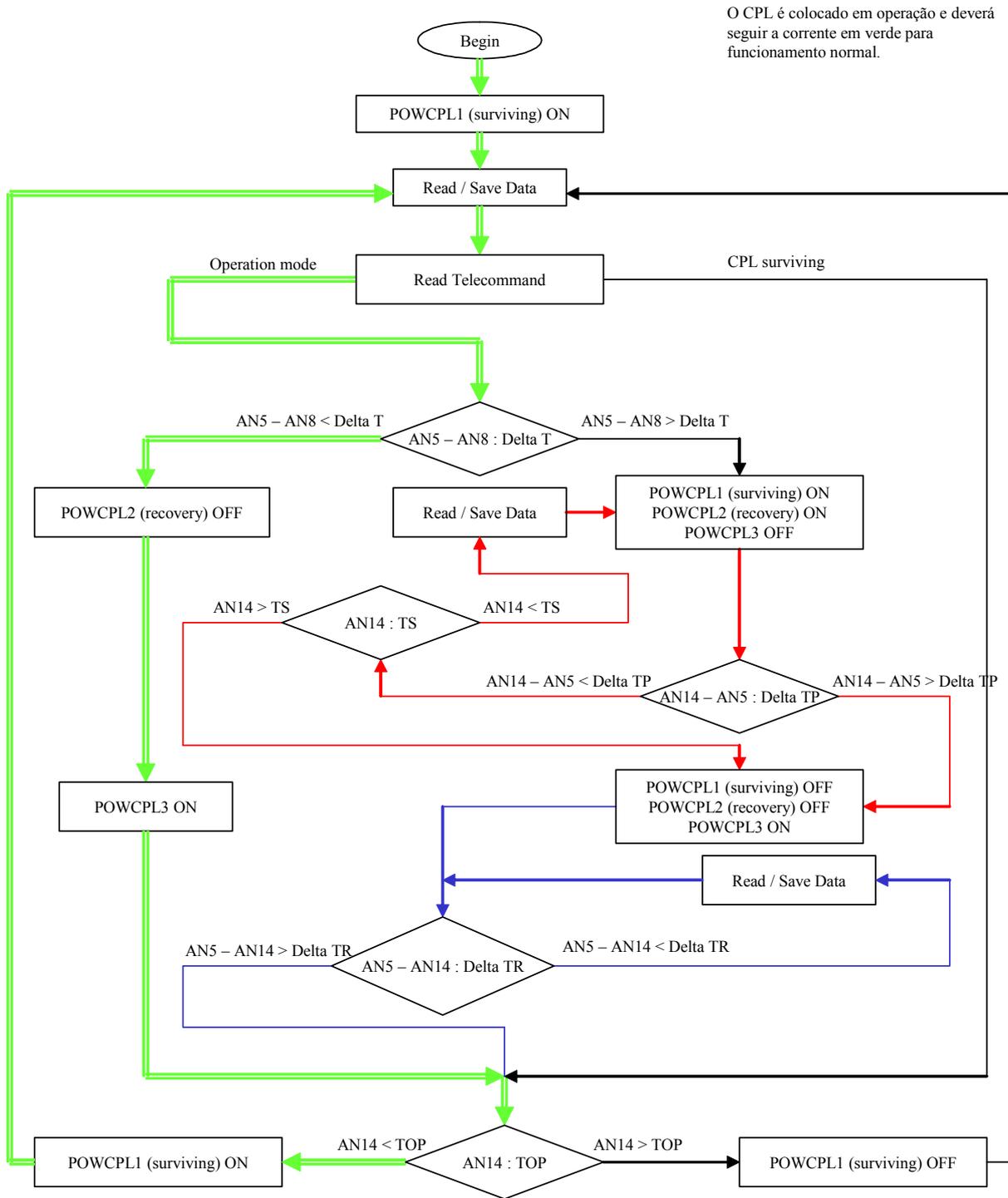


Figura 136 – Fluxograma de controle do CPL – Slide 2.

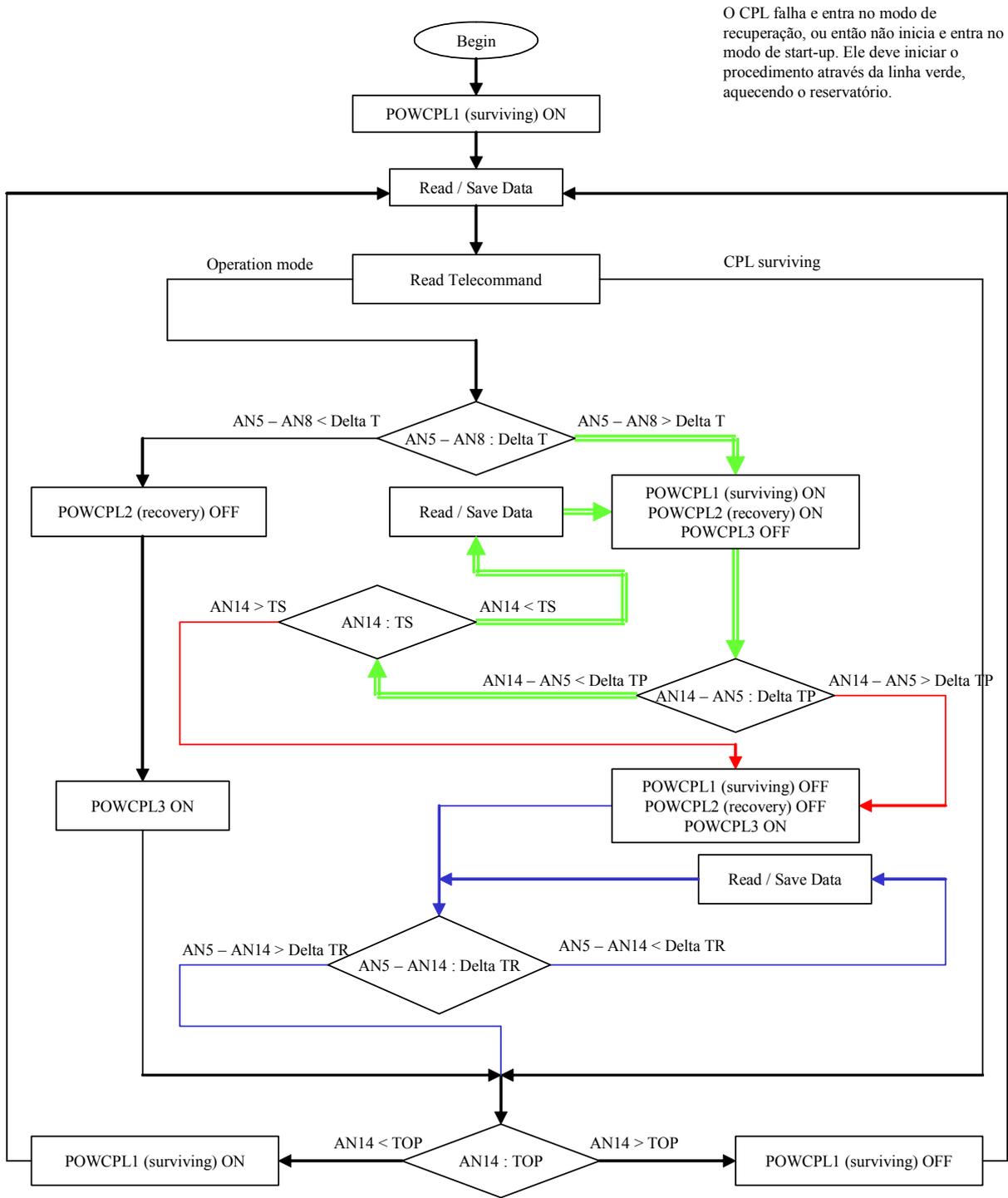


Figura 137 – Fluxograma de controle do CPL – Slide 3.

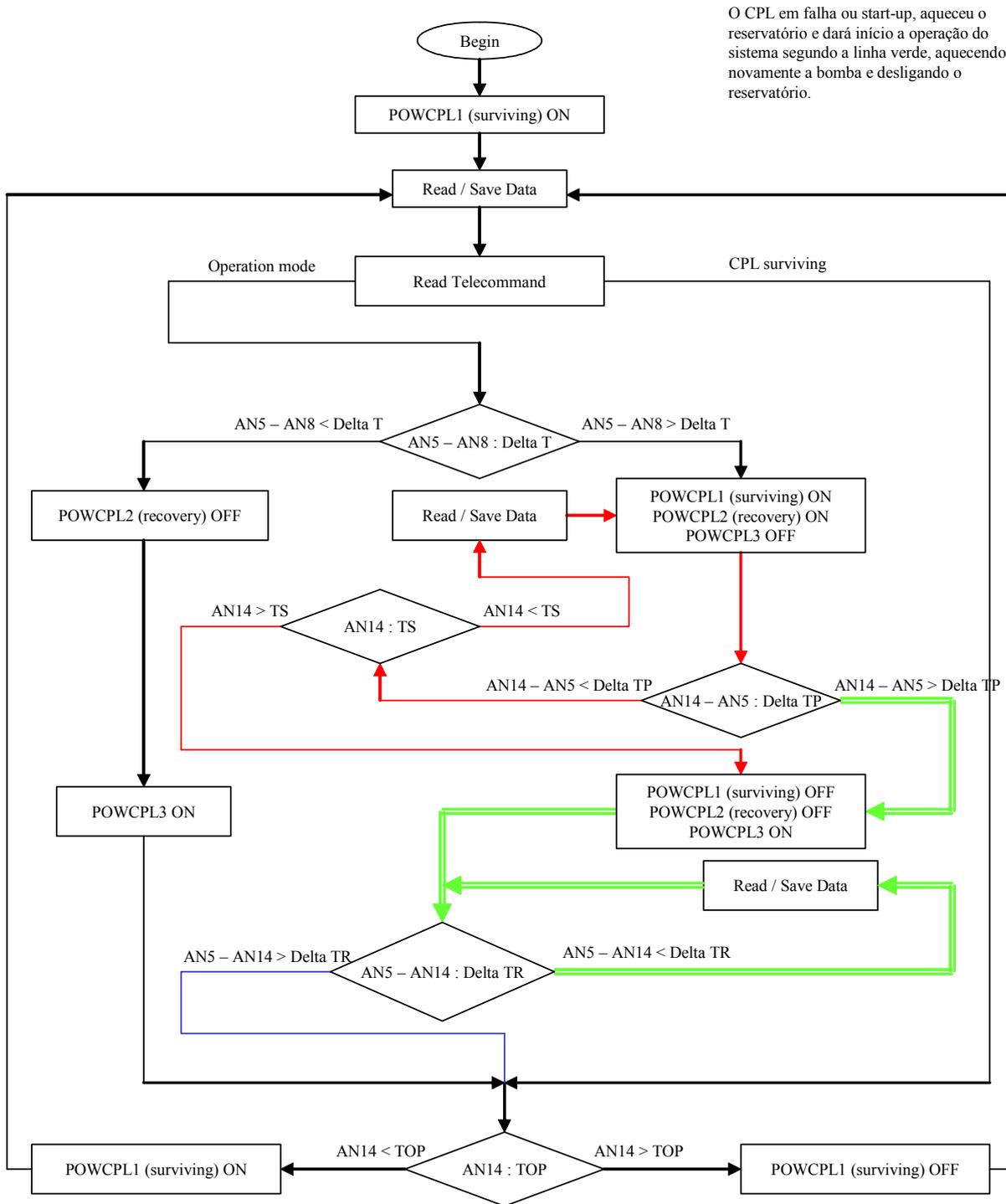


Figura 138 – Fluxograma de controle do CPL – Slide 4.

O CPL em modo de falha ou start-up, aquecendo a bomba, deverá entrar em modo de operação segundo a linha verde, regularizando o funcionamento e retornando ao primeiro slide (funcionamento normal).

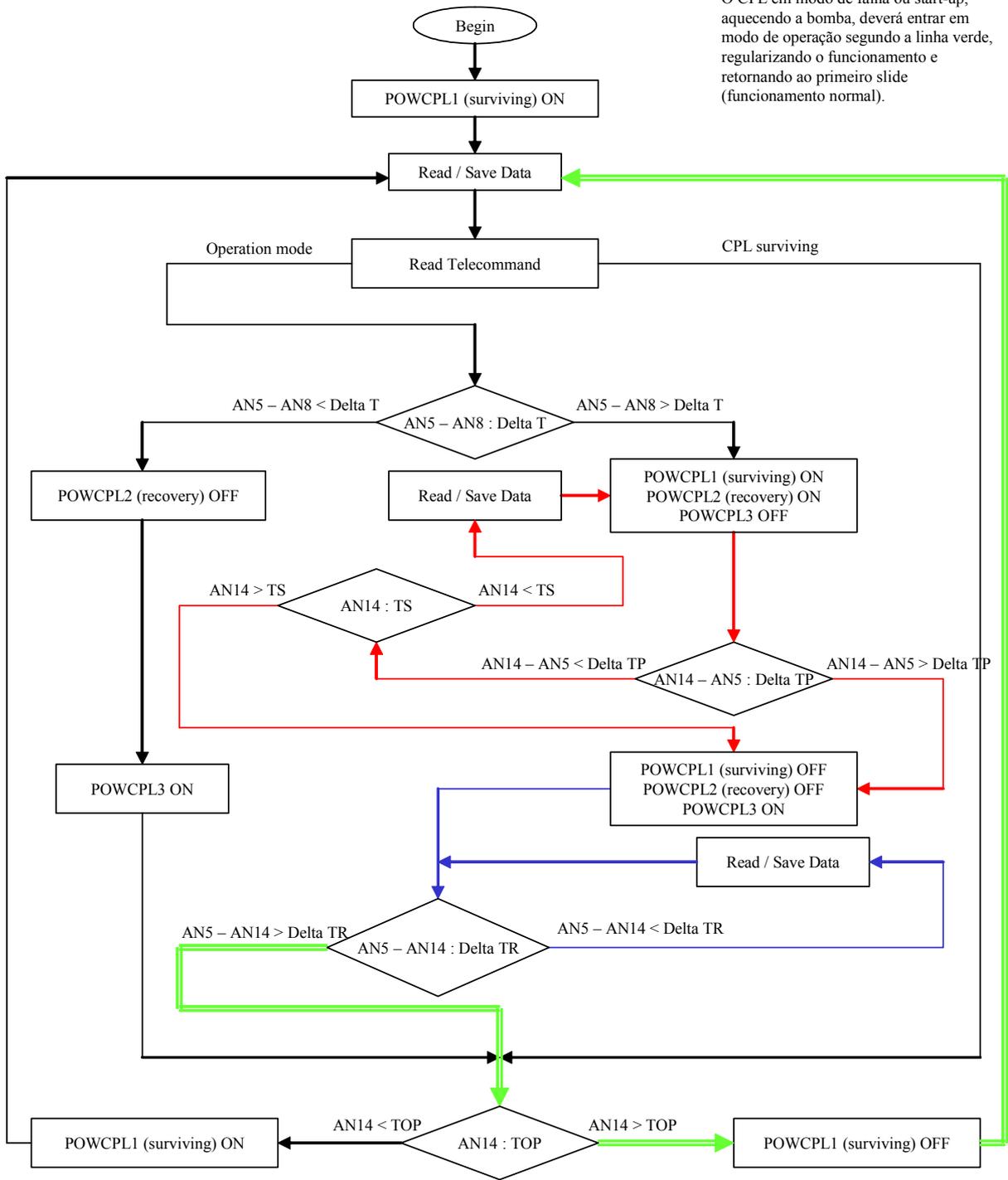


Figura 139 – Fluxograma de controle do CPL – Slide 5.

A.VI.B.Resultados Experimentais do Modelo de Microgravidade

Na tabela abaixo F significa que o teste funcionou e NF que o teste não obteve o resultado esperado.

Tabela 23 – Resumo dos testes com as bombas utilizadas no Modelo de Microgravidade.

Data dos testes	Potências Aplicadas Bomba Capilar / Reservatório	Reservatório 25
250303	8.5 / 0.5	F
020403	8.5 / 0.5	F
090403	8.5 / 0.5	F
100403 1	8.5 / 0.5	F
100403 2	8.5 / 0.5	NF
100403 3	8.5 / 0.5	NF
160403	8.5 / 0.5	NF
060503	8.5 / 0.5	NF
280503	8.5 / 0.5	NF
290503	8.5 / 0.5	NF
300503	8.5 / 0.5	NF
060603	8.5 / 0.5	NF
090603	8.5 / 0.5	NF
030903	8.5 / 0.5	NF
040903	8.5 / 0.5	NF
060903	8.5 / 0.5	NF
100903	20 / 5 FBM 1	F
100903	20 / 5 FBM 2	F
110903	20 / 5 FBM 3	F
120903	20 / 5 FBM 4	F
120903	20 / 5 FBM 5	F
110204	8.5 / 0.5	NF
160304	8.5 / 0.5	NF
190804	8.5 / 0.5	NF

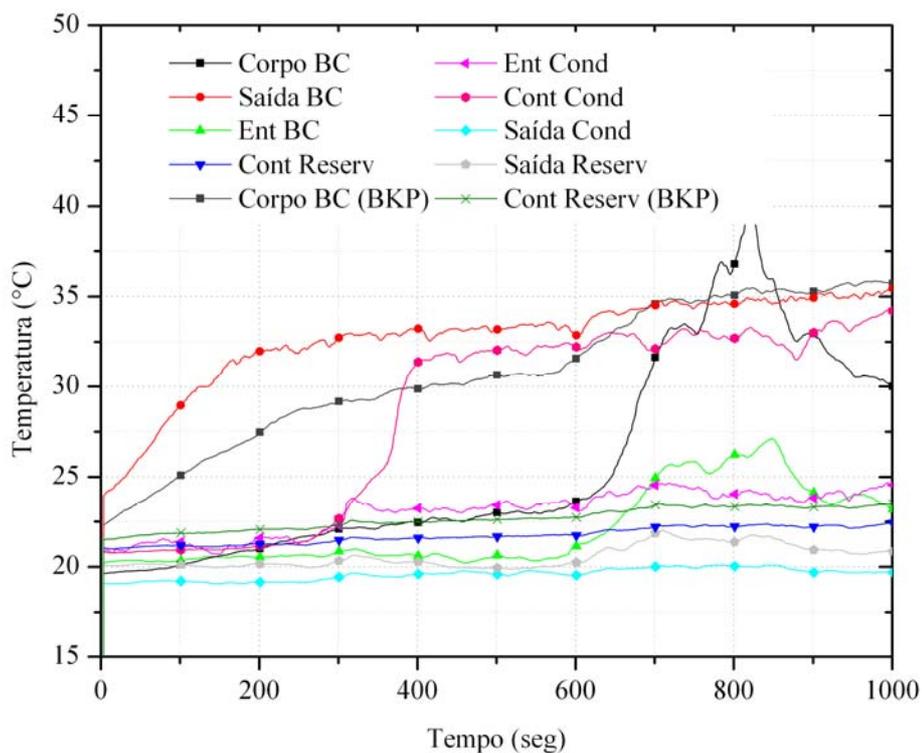


Figura 140 – Teste do dia 25/03/2003.

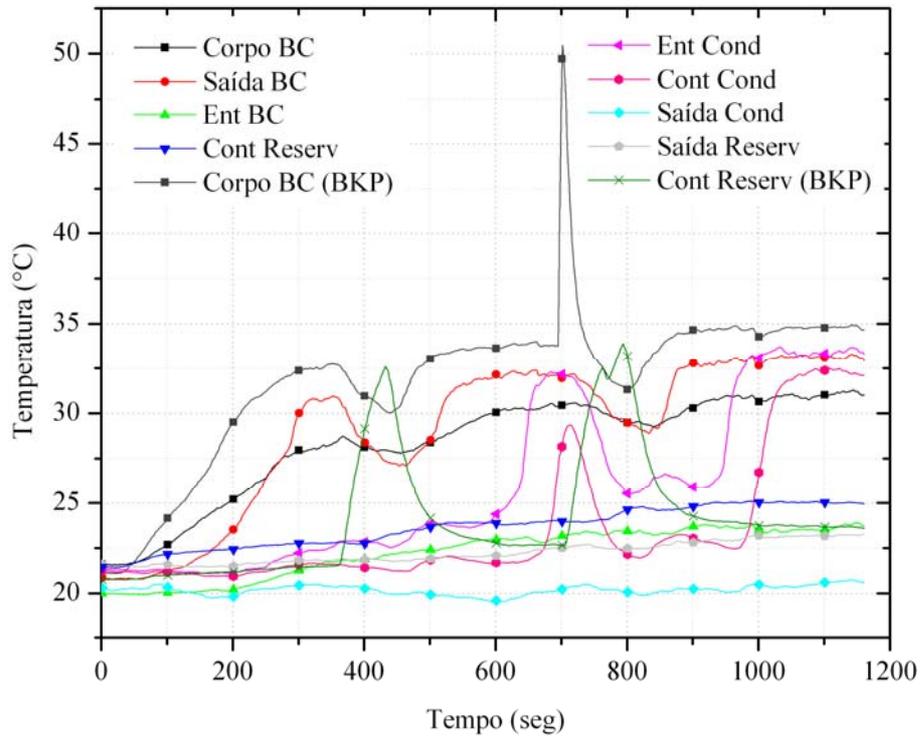


Figura 141 – Teste do dia 02/04/2003.

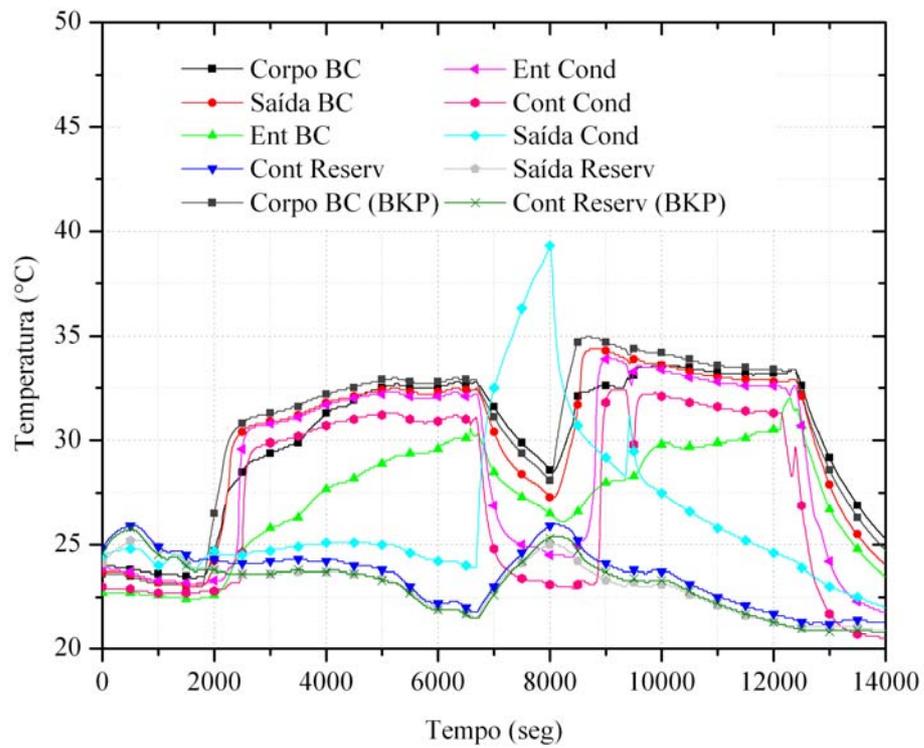


Figura 142 – Teste do dia 09/04/2003.

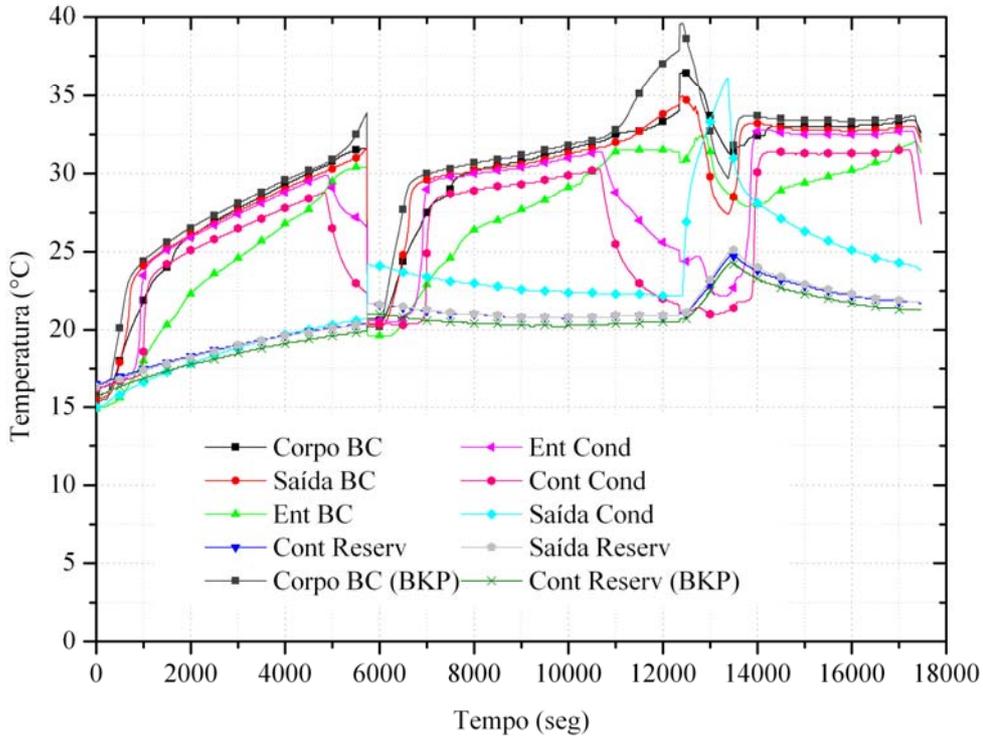


Figura 143 – Teste do dia 10/04/2003.

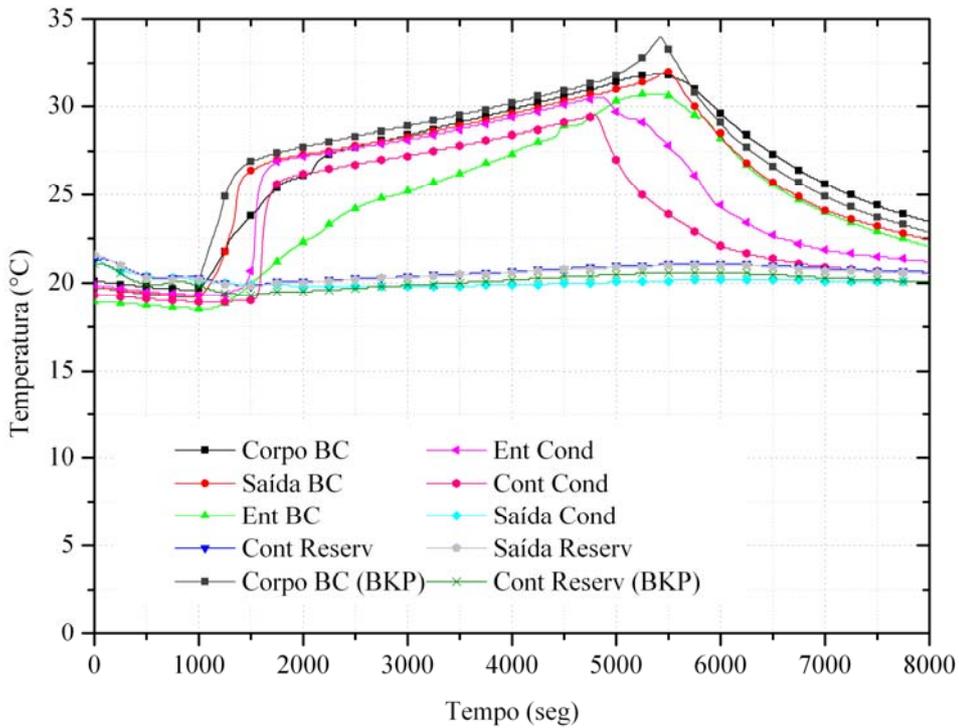


Figura 144 – Teste do dia 16/04/2003.

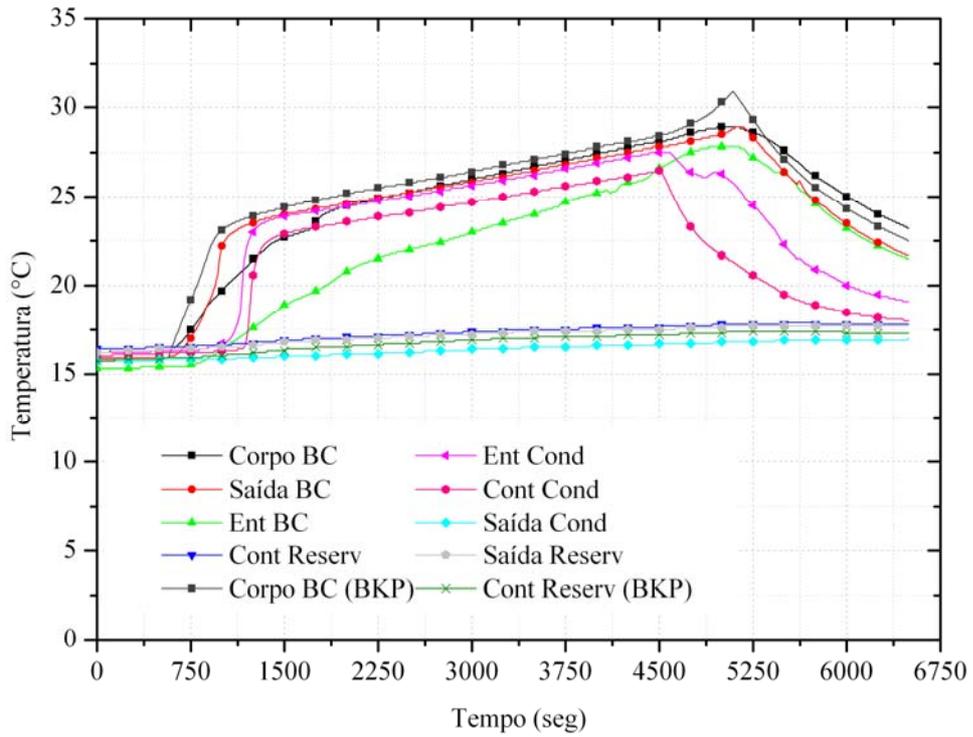


Figura 145 – Teste do dia 06/05/2003.

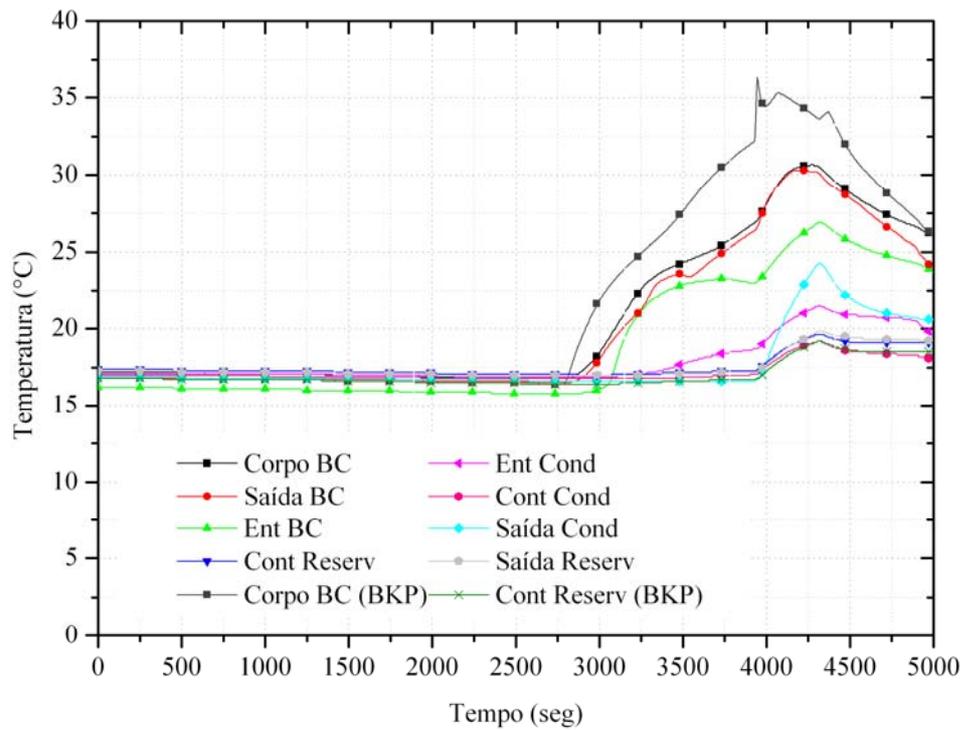


Figura 146 – Teste do dia 28/05/2003.

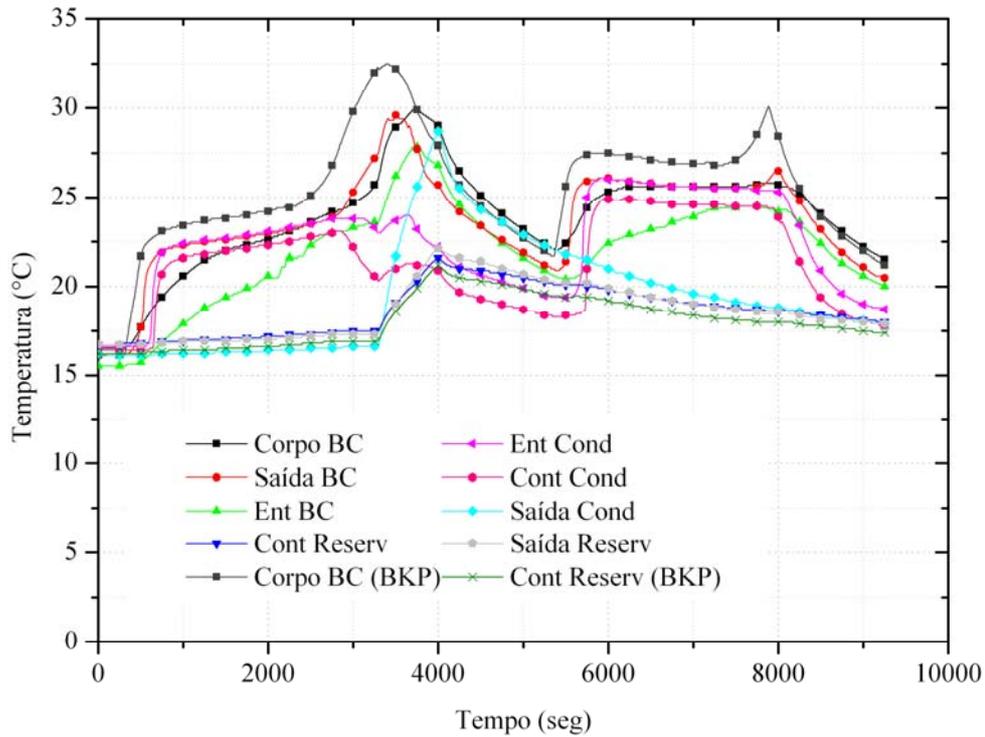


Figura 147 – Teste do dia 29/05/2003.

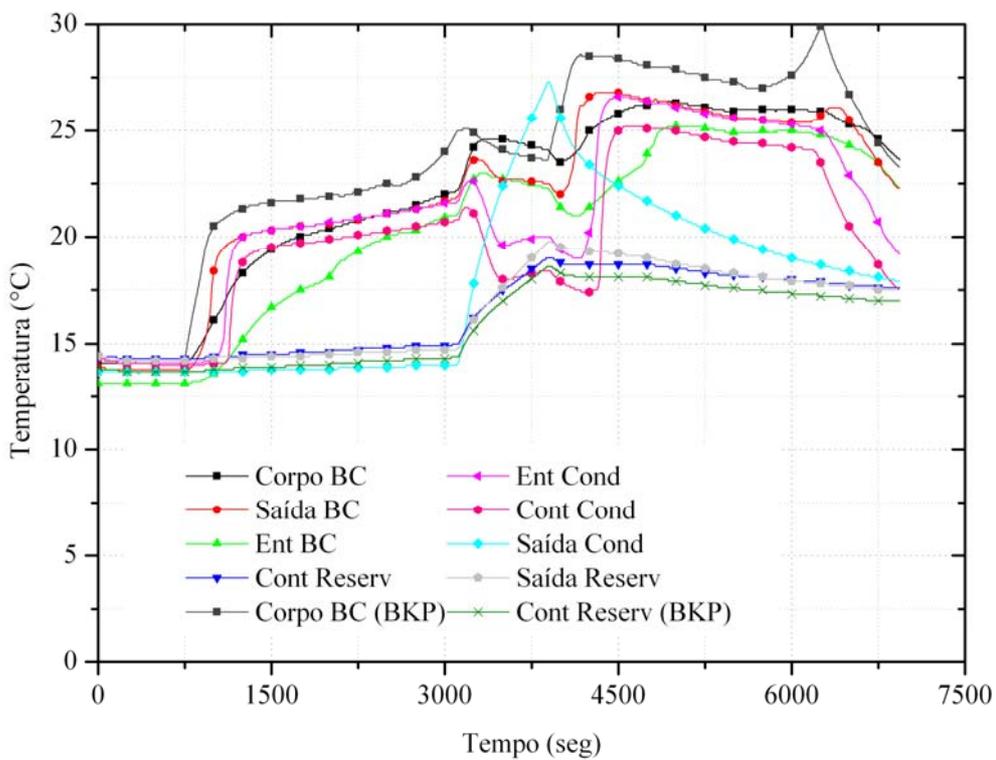


Figura 148 – Teste do dia 30/05/2003.

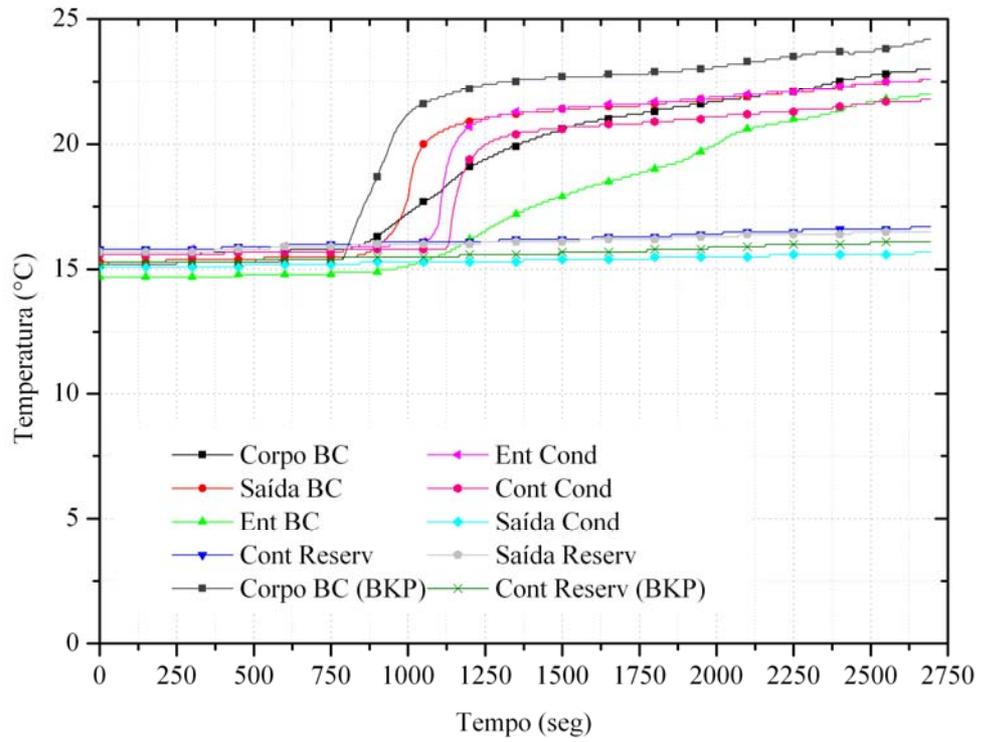


Figura 149 – Teste do dia 06/06/2003.

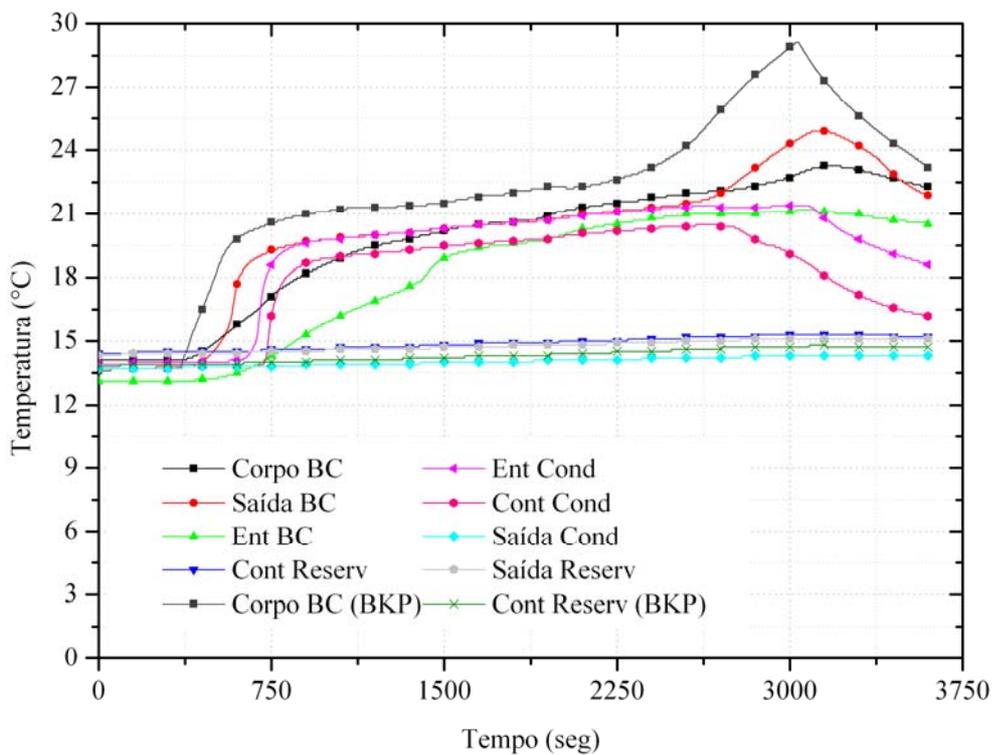


Figura 150 – Teste do dia 09/06/2003.

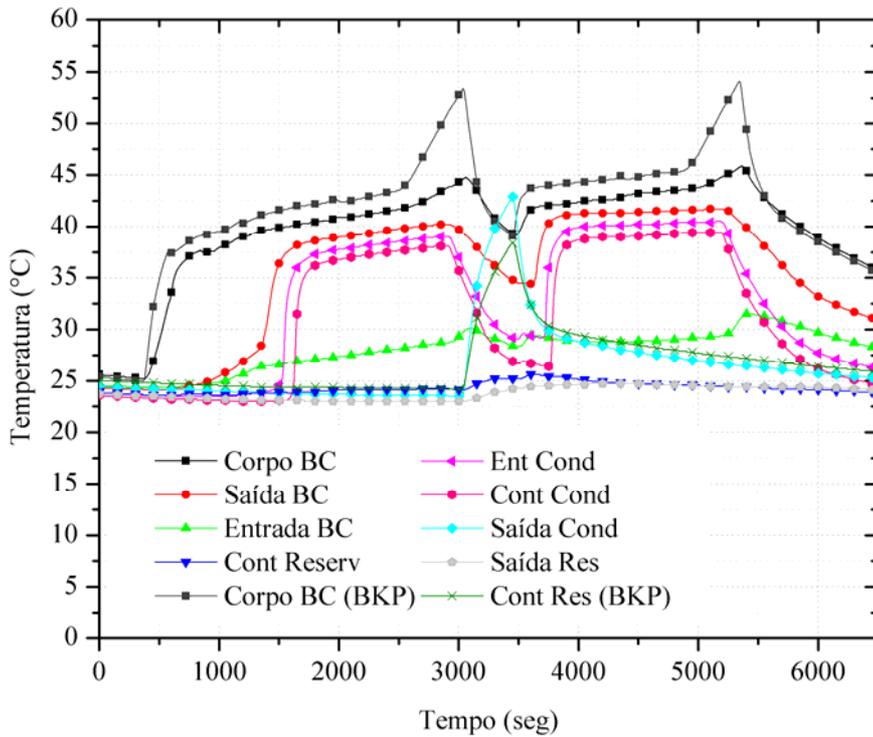


Figura 151 – Teste do dia 03/09/2003.

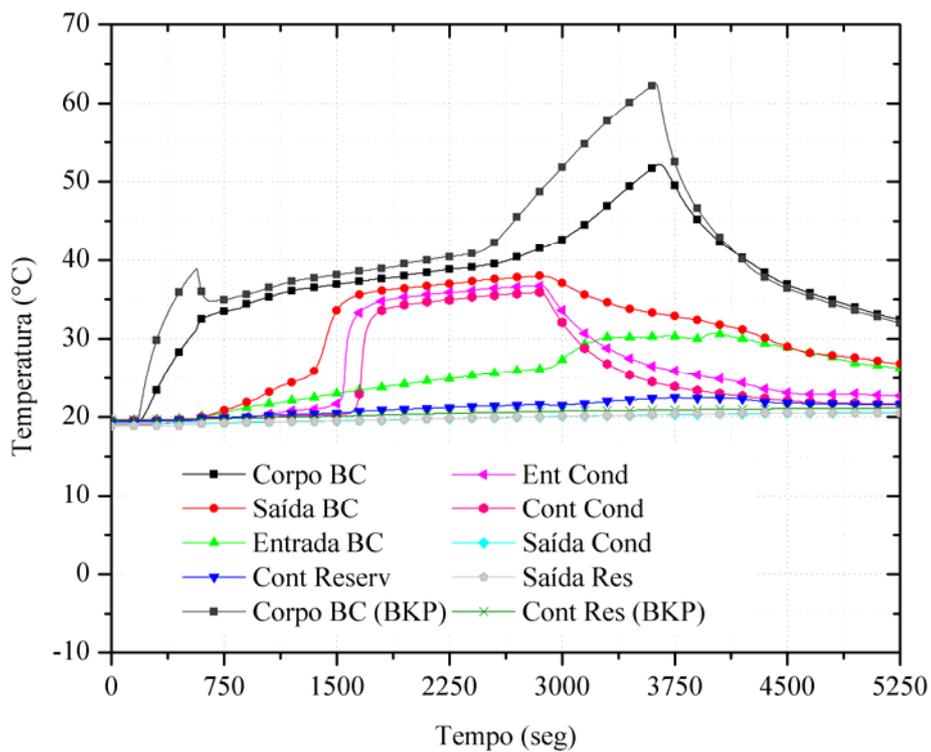


Figura 152 – Teste do dia 04/09/2003.

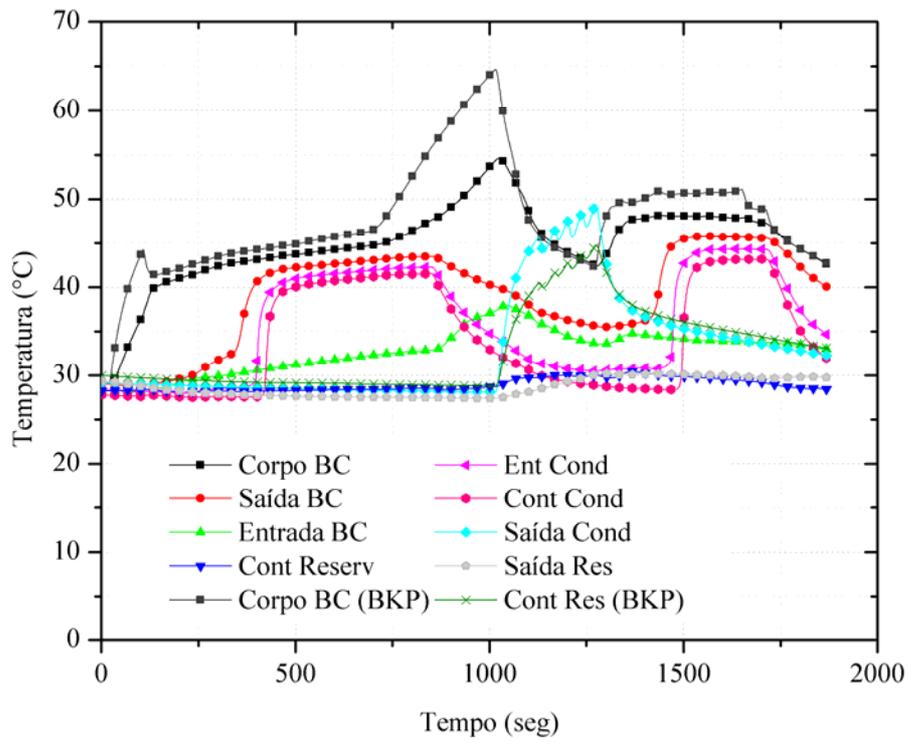


Figura 153 – Teste do dia 06/09/2003.

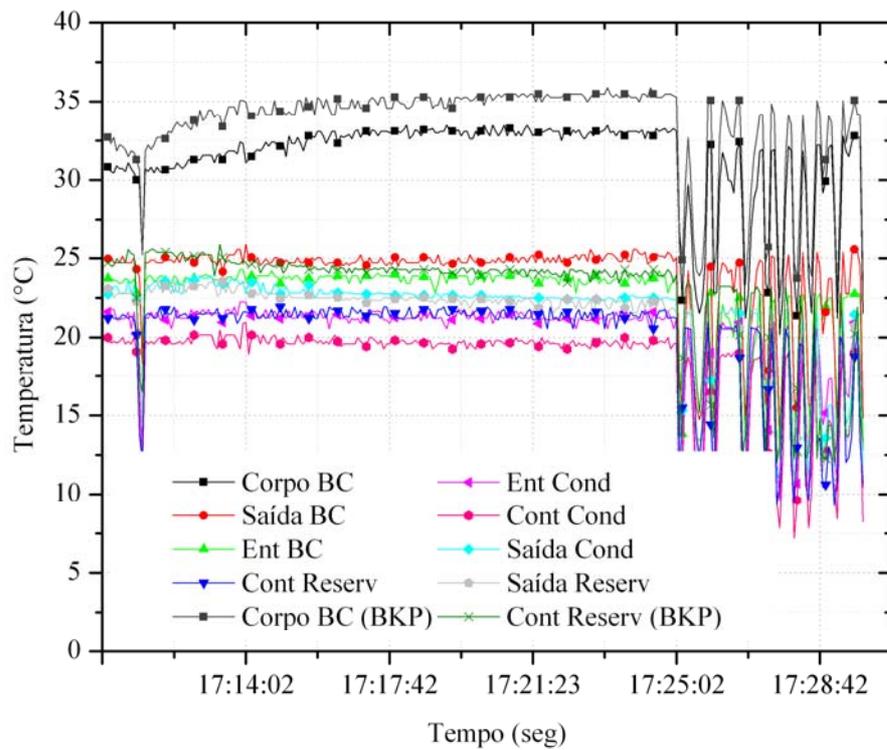


Figura 154 – Teste do dia 10/09/2003.

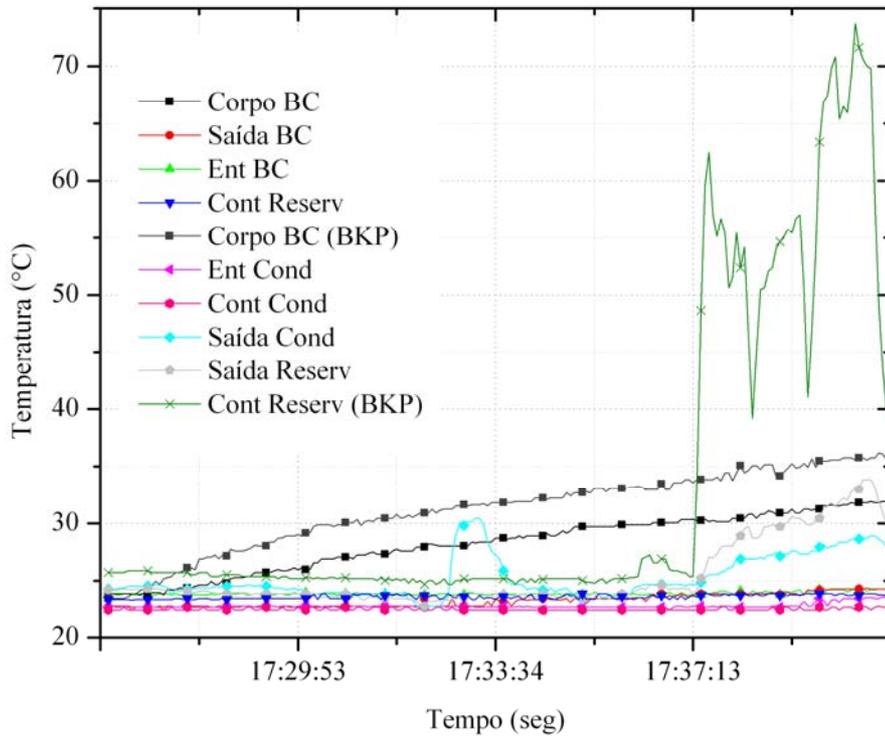


Figura 155 – Teste do dia 10/09/2003.

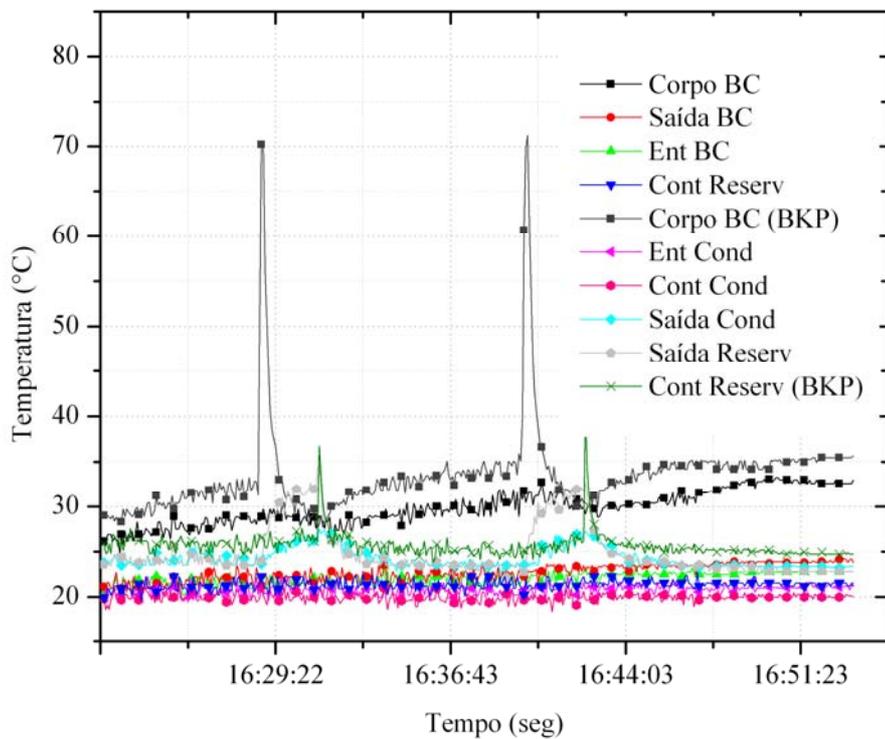


Figura 156 – Teste do dia 11/09/2003.

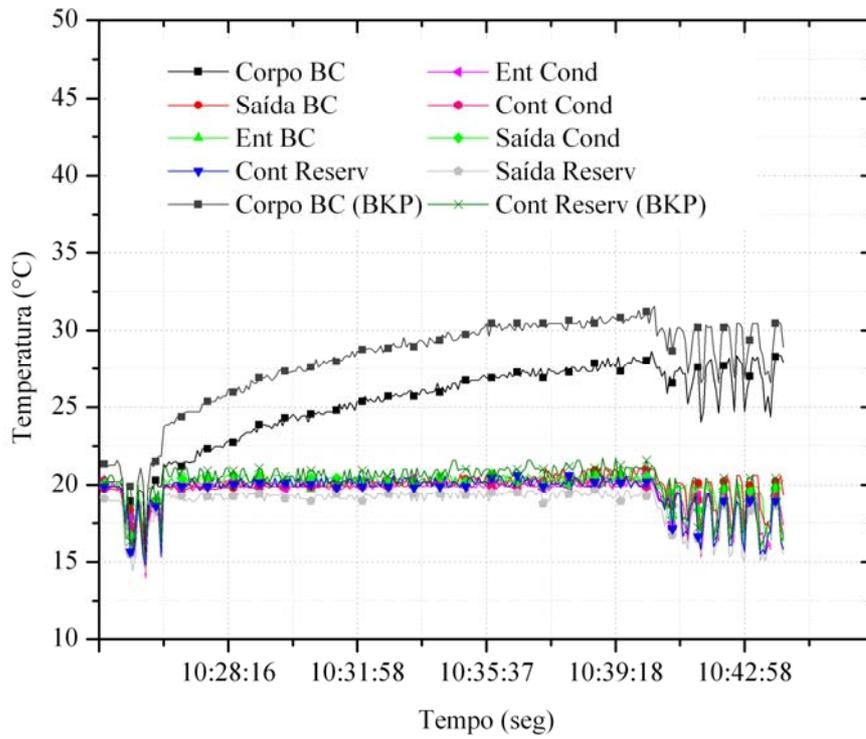


Figura 157 – Teste do dia 12/09/2003.

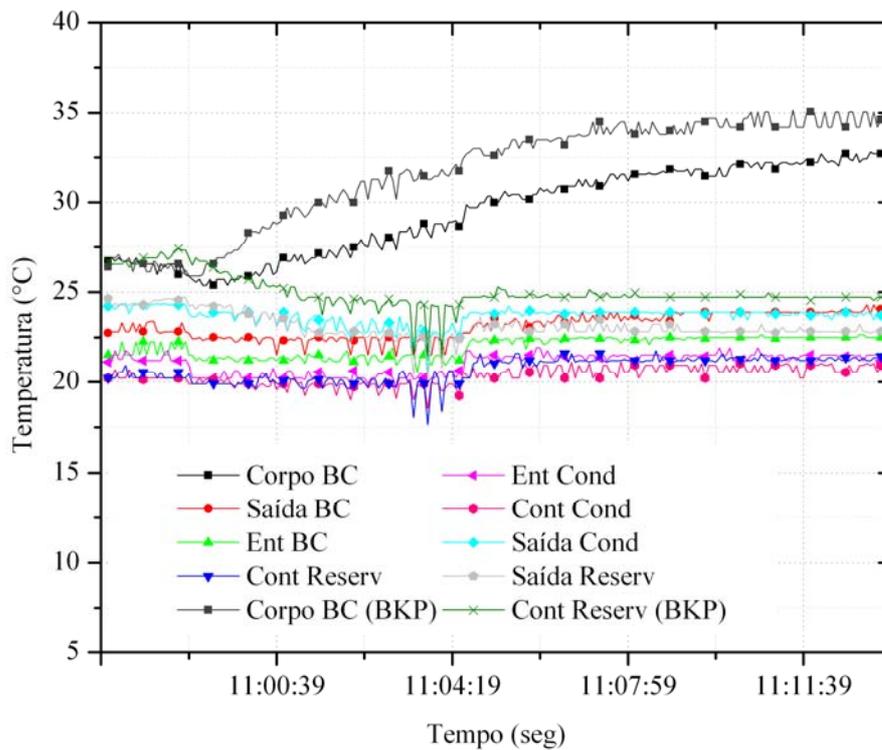


Figura 158 – Teste do dia 12/09/2003.

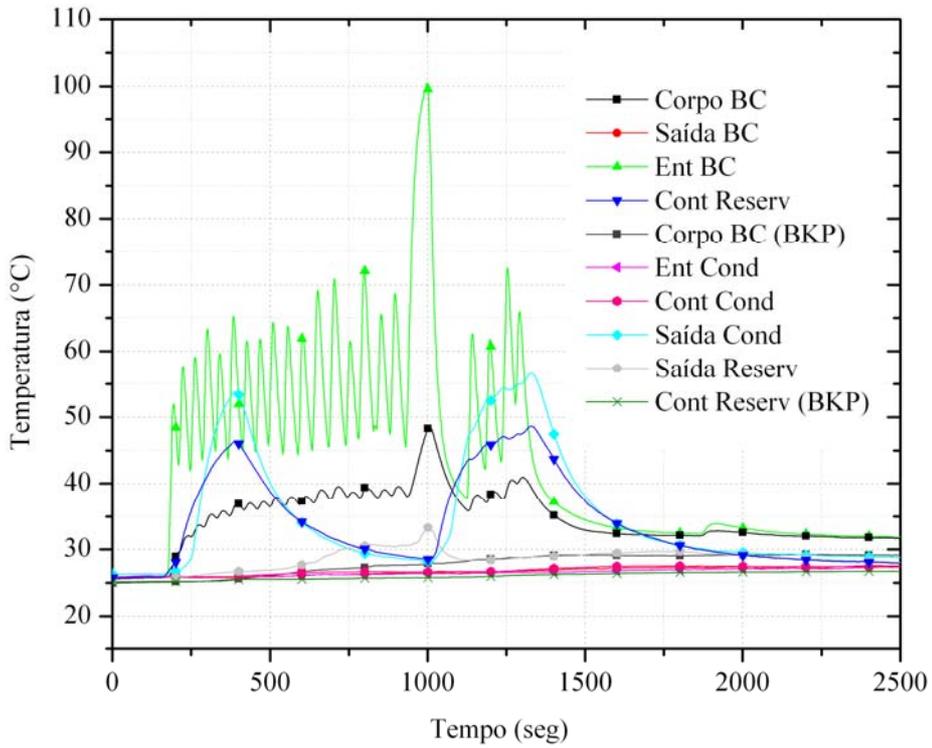


Figura 159 – Teste do dia 11/02/2004.

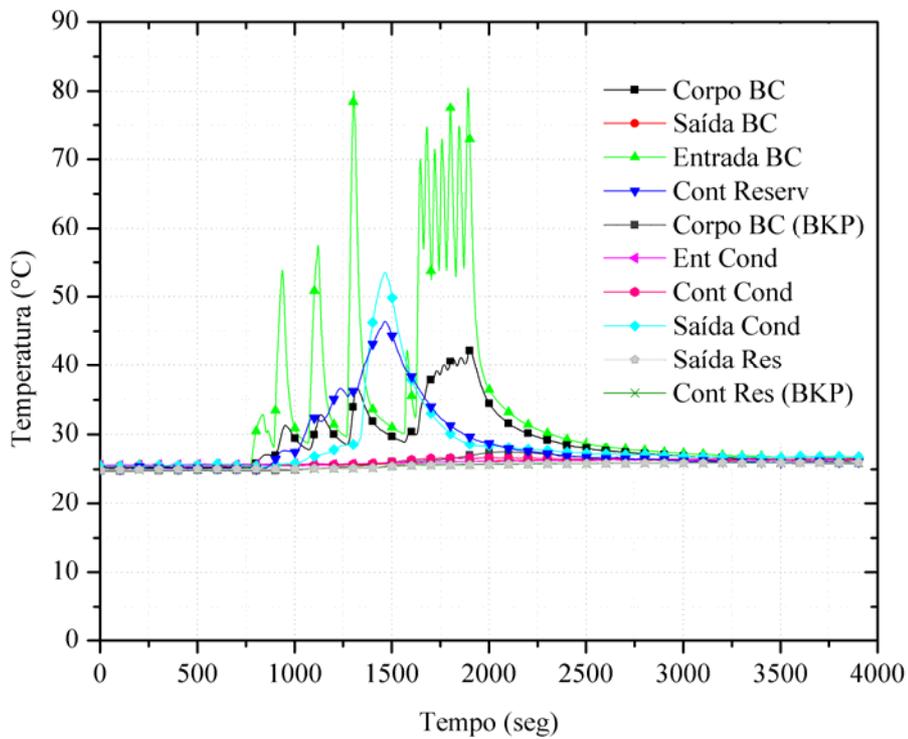


Figura 160 – Teste do dia 16/03/2004.

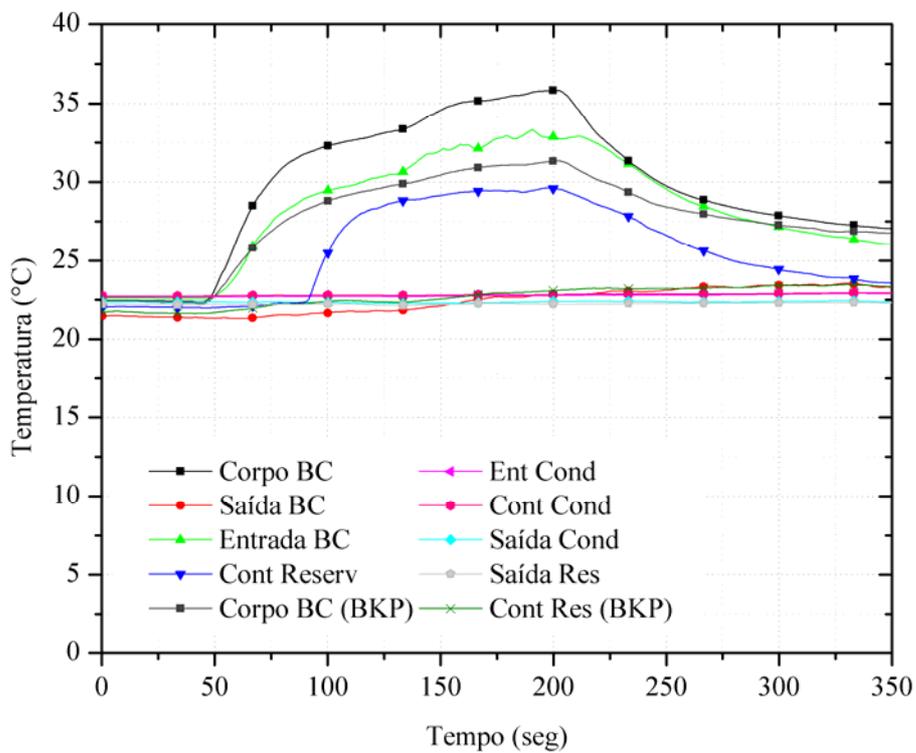


Figura 161 – Teste do dia 19/08/2004.

ANEXO VII – ANÁLISE DE INCERTEZAS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS COMPLEMENTARES

A.VII.A. Análise de Incertezas

O aparato experimental utilizado nos testes das bombas capilares fornece como resultados valores de temperatura, potência aplicada e nível de vácuo, além do carregamento do circuito. Os aparelhos envolvidos são:

Termopares OMEGA do tipo T com valores variando entre $\pm 0,5$ °C pré-calibrados de fábrica. O sistema de aquisição de sinais HEWLETT PACKARD tem um programa interno para conversão de mV em °C que utiliza software compatível com a International Temperature Scale of 1990 (ITS90), o que acarreta um erro de $\pm 0,05$ °C. A fonte de potência ELETROTESTE nos fornece um valor de potência através da multiplicação da voltagem e da amperagem mostradas em um visor digital de acordo com $\pm 1\%$ para valores de amperagem e $\pm 1\%$ nos valores de voltagem, o que resulta em um erro de $\pm 2\%$ nos valores de potência aplicada, de acordo com o certificado HP/ELETROTESTE n° MIL-STD-45662A/AQÂP-6 de 2 de abril de 2001. Os equipamentos de vácuo (sensores e mostradores OMEGA) foram calibrados no INPE e sua incerteza de medições é de $\pm 0,1$ mbar de acordo com os certificado INPE n° 0710 de 3 de outubro de 2001 para os transdutores e n° 0709 também de 3 de outubro de 2001 para o mostrador. Para o carregamento do circuito, uma balança FILIZOLA modelo BP15 com erro de $\pm 0,005$ kg é utilizada para encher o circuito através de um circuito próprio de vácuo e equalização de pressões. Provetas e béqueres são utilizados para controlar o volume com um erro de ± 1 ml e ± 50 ml respectivamente. O banho térmico marca LAUDA, modelo E207, possui um erro na leitura das temperaturas do condensador de $\pm 0,02$ °C.

Para o cálculo das incertezas citadas acima pode-se utilizar as seguintes equações para potência, temperatura e pressão respectivamente. Para o cálculo do erro associado ao valor da

potência, tem-se a soma dos erros da voltagem e da corrente lida no aparelho. Para o cálculo da temperatura tem-se o erro do multímetro que está fazendo a leitura dos valores, somado com o erro associado ao termopar e somado ao erro da equação de conversão, visto que esses valores são medidos em mV e o resultado é dado em °C. Para o cálculo da pressão tem-se o erro do multímetro somado ao erro do sensor e somado ao erro da equação de conversão da mesma maneira que na temperatura, pois os valores são lidos em mV e o resultado é dado em Pa:

Potência (fonte I e A)

Temperatura (termopar T + HP+ equação de conversão)

Pressão (sensor Omega + HP + equação de conversão)

$$P = I.V \quad (126)$$

$$\left(\frac{u(I)}{I(A)}\right)^2 + \left(\frac{u(V)}{V(V)}\right)^2 = \left(\frac{u(P)}{P(W)}\right)^2 \quad (127)$$

$$\left(\frac{u(eq)}{eq(^{\circ}C)}\right)^2 + \left(\frac{u(termopar)}{termopar(mV)}\right)^2 + \left(\frac{u(HP)}{HP(mV)}\right)^2 = \left(\frac{u(T)}{T(^{\circ}C)}\right)^2 \quad (128)$$

$$\left(\frac{u(eq)}{eq(Pa)}\right)^2 + \left(\frac{u(HP)}{HP(mV)}\right)^2 + \left(\frac{u(omega)}{omega(mV)}\right)^2 = \left(\frac{u(P)}{P(Pa)}\right)^2 \quad (129)$$

A.VII.B.Resultados Experimentais das Bombas Capilares

A.VII.B.1. Bombas Capilares de Ranhuras Circunferenciais

Nas tabelas abaixo, CR significa com resfriamento na entrada da bomba capilar, SR significa sem resfriamento na entrada da bomba capilar, CX indica o valor (X) da temperatura fixada no criostato durante a operação do sistema, F que o teste foi bem sucedido e NF que o teste não obteve o resultado esperado. Em todos os testes, a potência para operação em regime permanente aplicada no reservatório foi de 5,4 W com uma resistência instalada no mesmo de $6,79 \pm 1 \Omega$.

Tabela 24 – Resumo dos testes com as bombas capilares de ranhuras circunferenciais.

Data dos Testes	Potências Aplicadas na Bomba Capilar Reservatório (5,4W)	Reservatório 25				Reservatório 30				Reservatório 40			
		CR 15		SR15		CR 15		SR15		CR 15		SR15	
		C-2	C-5	C-2	C-5	C-2	C-5	C-2	C-5	C-2	C-5	C-2	C-5
2204 1	0/13/16/19/10/0/17,5/0												
2204 2	0/13/16/0/12,5/0												
2304	0/13/0												
2404	0/22,5/0/17,5/0/15/18/0/13/0												
2704 1	0/11/4/22/0/33/8/0												
2704 2	0/8,5/0/1,5/0												
2804 1	0/8,5/2/7,5/0												
2804 2	0/52/75/20/0/52/0												
2804 3	0/52/75/52/0												
2904 1	0/8/16/27,5/16/34/8/52/20/75/8/75/0												
2904 2	0/33/0												
3004	0/42/0/40/0/18/0												
0305 1	0/52/75/0												
0305 2	0/12,5/0/22/0/35/0/52/0												
0405	0/7,5/0/20/32/52/75/0												
0505	0/8/0/20/0/20/0/32/0/52/0/75/0/8/0/20/0/20/0/32/0/52/0/75/0												
0805	0/8/0/20/0/34/0/52/0/75/0												
0905	0/8												
1005	0/8/20/35/52/75/8/52/20/2,5/0												
1105	0/7,5/0/17,5/0/32/0/52/0/75/0												
1205 1	0/8/18/35/52/75/0												
1205 2	0/8/20/34/52/75/0												
1305 1	0/8/54/20/75/8/75/0												
1305 2	0/42/75/0												

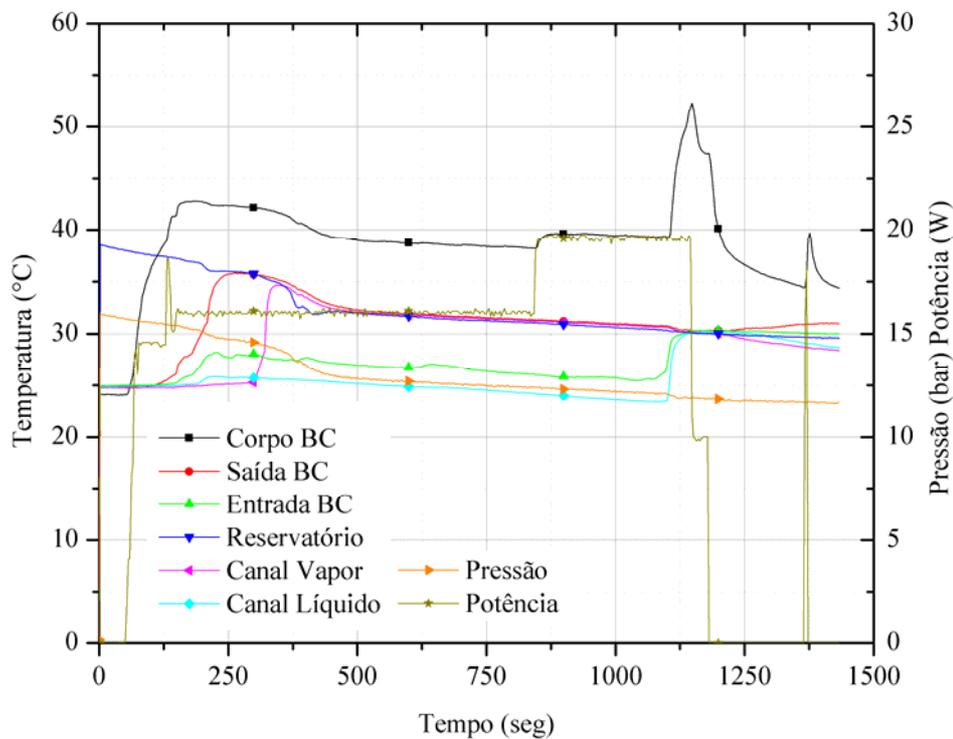


Figura 162 – Teste do dia 22/04/2004 parte 1.

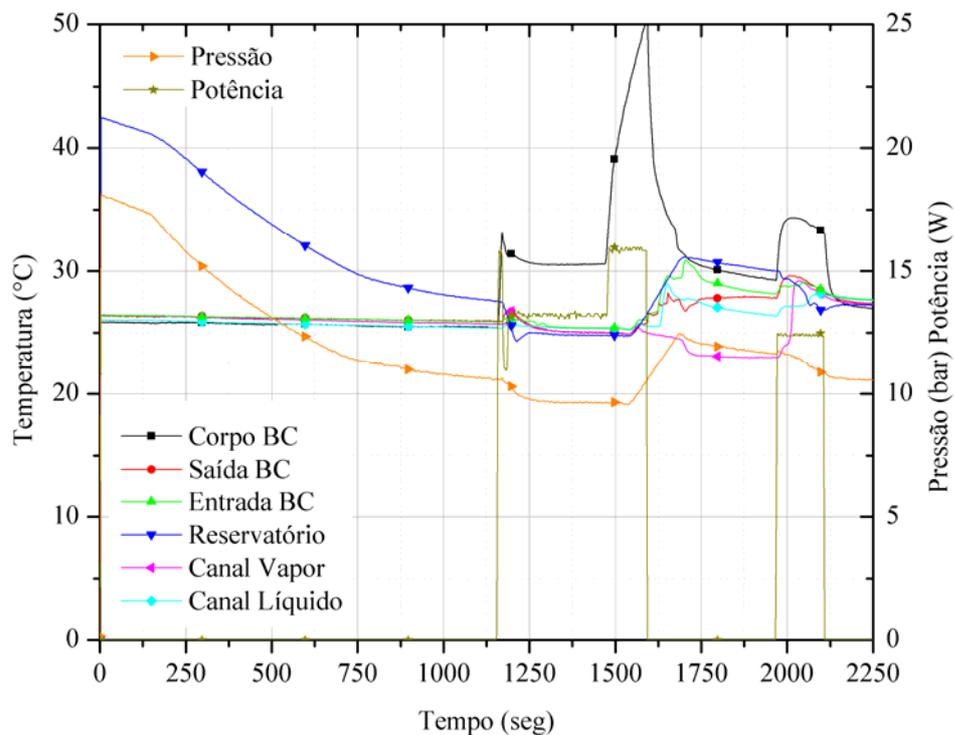


Figura 163 – Teste do dia 22/04/2004 parte 2.

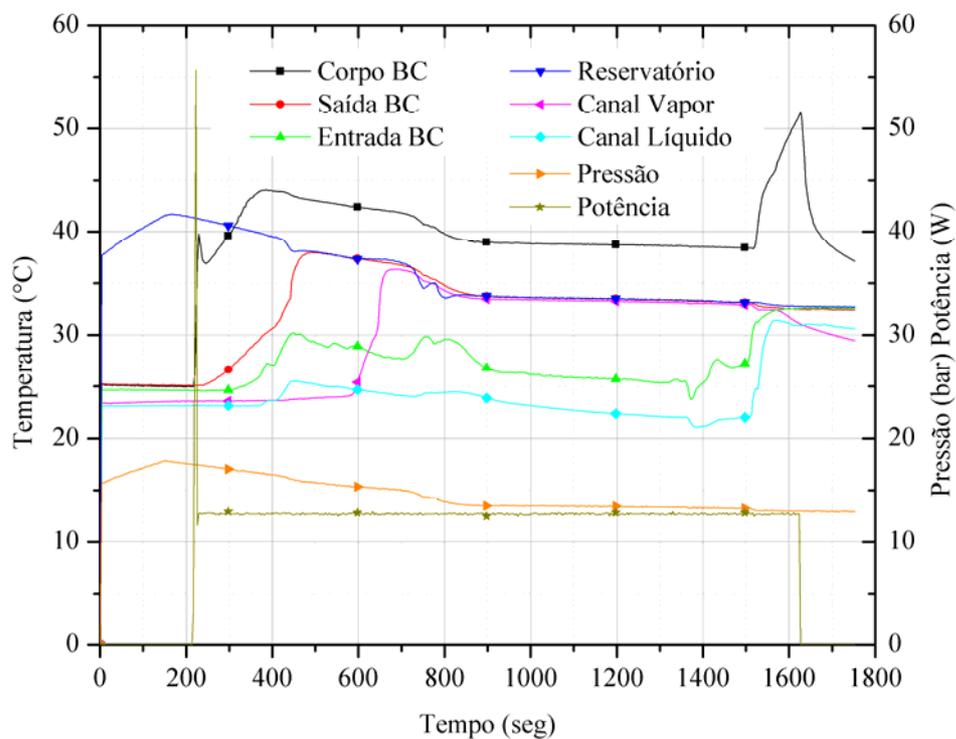


Figura 164 – Teste do dia 23/04/2004.

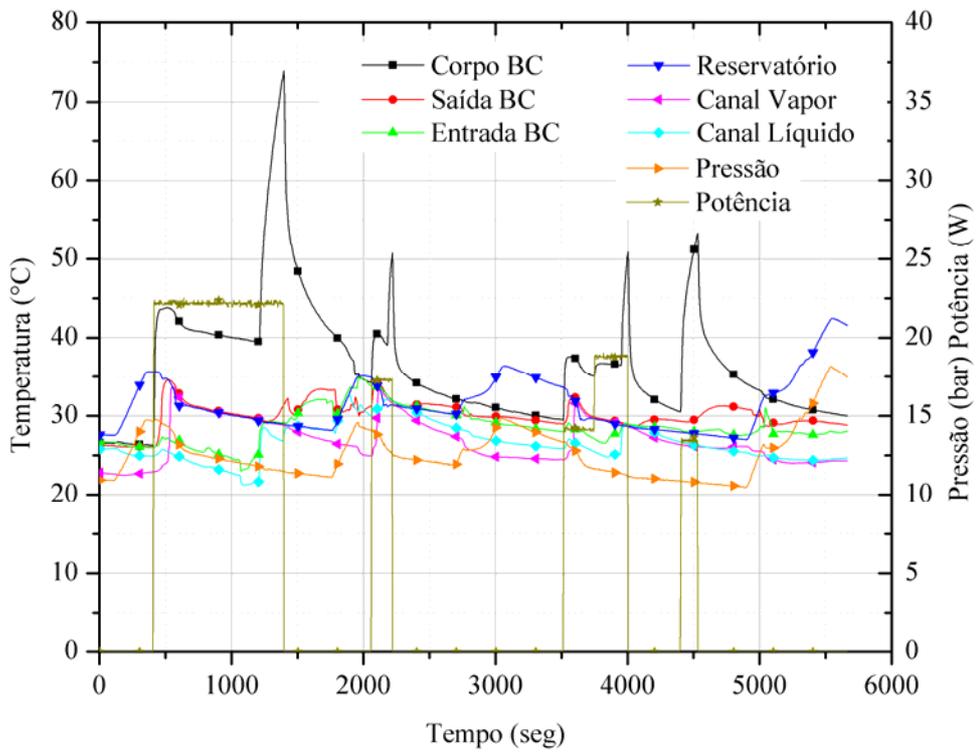


Figura 165 – Teste do dia 24/04/2004.

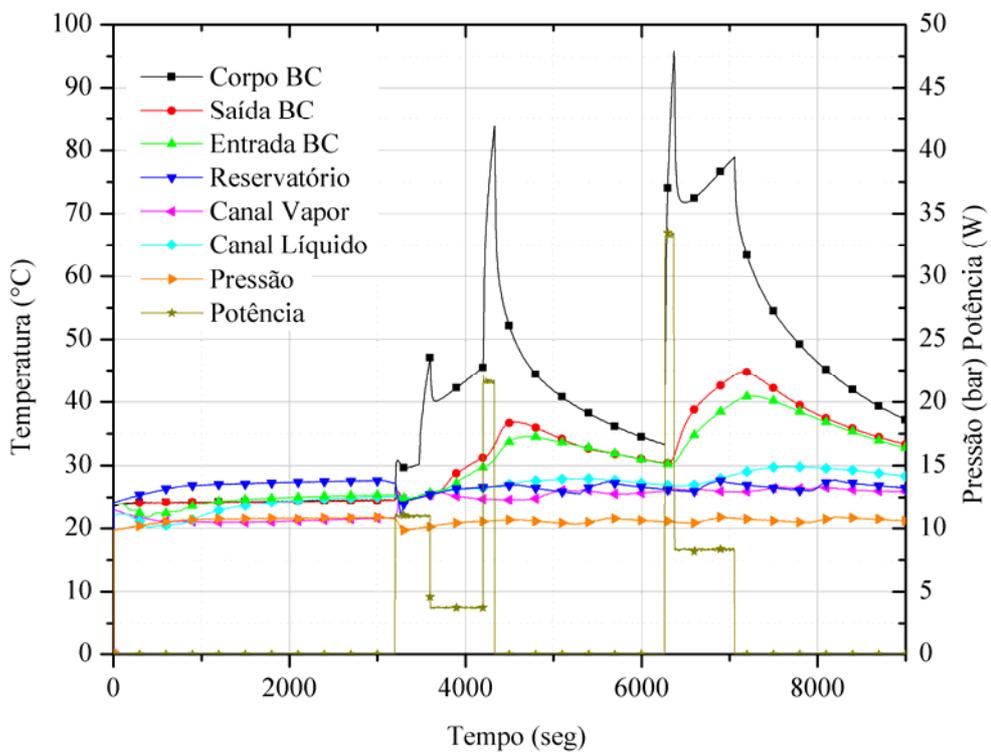


Figura 166 – Teste do dia 27/04/2004 parte 1.

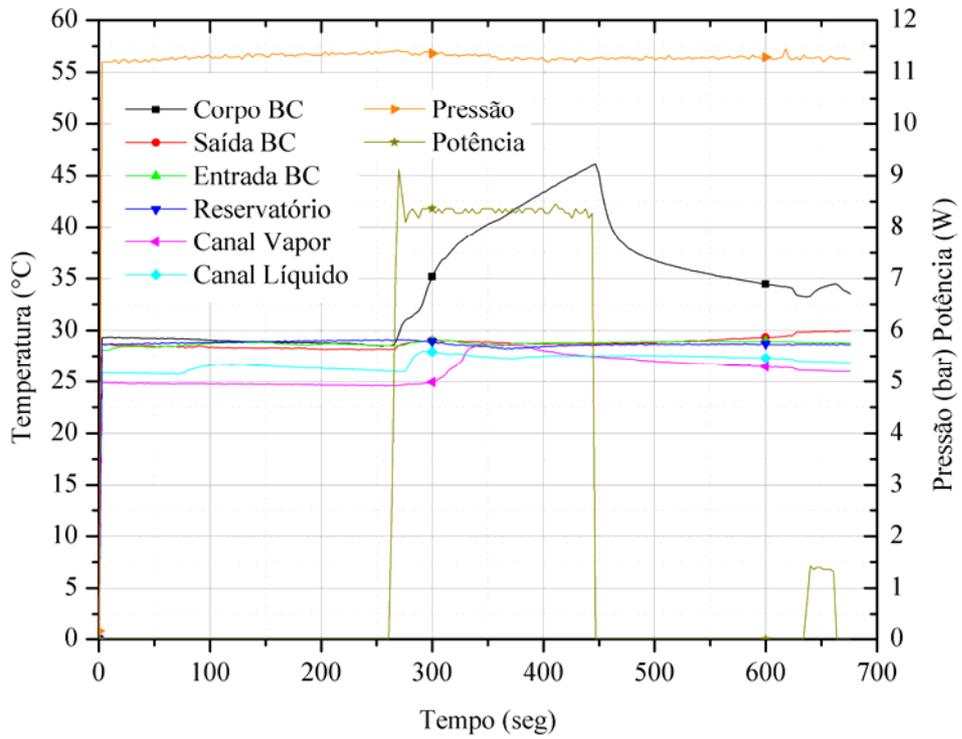


Figura 167 – Teste do dia 27/04/2004 parte 2.

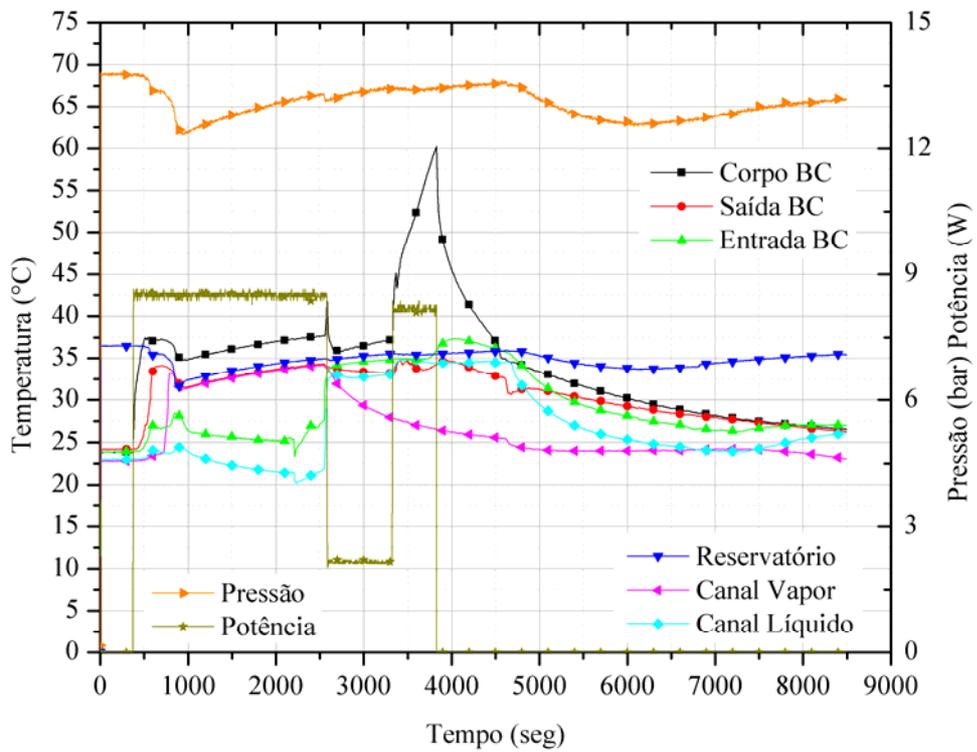


Figura 168 – Teste do dia 28/04/2004 parte 1.

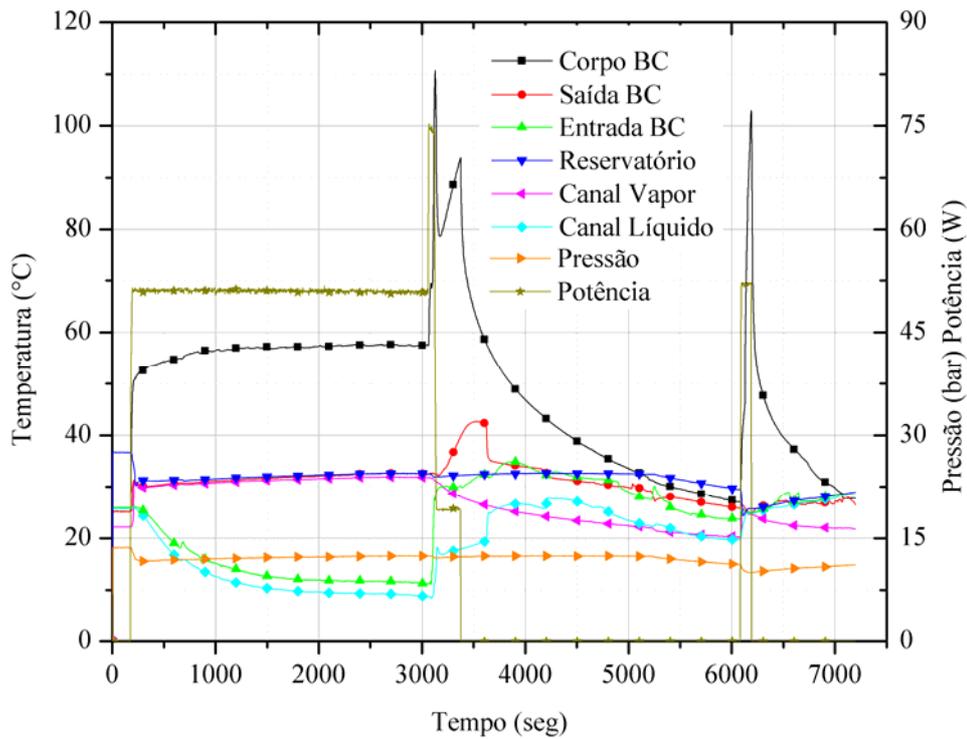


Figura 169 – Teste do dia 28/04/2004 parte 2.

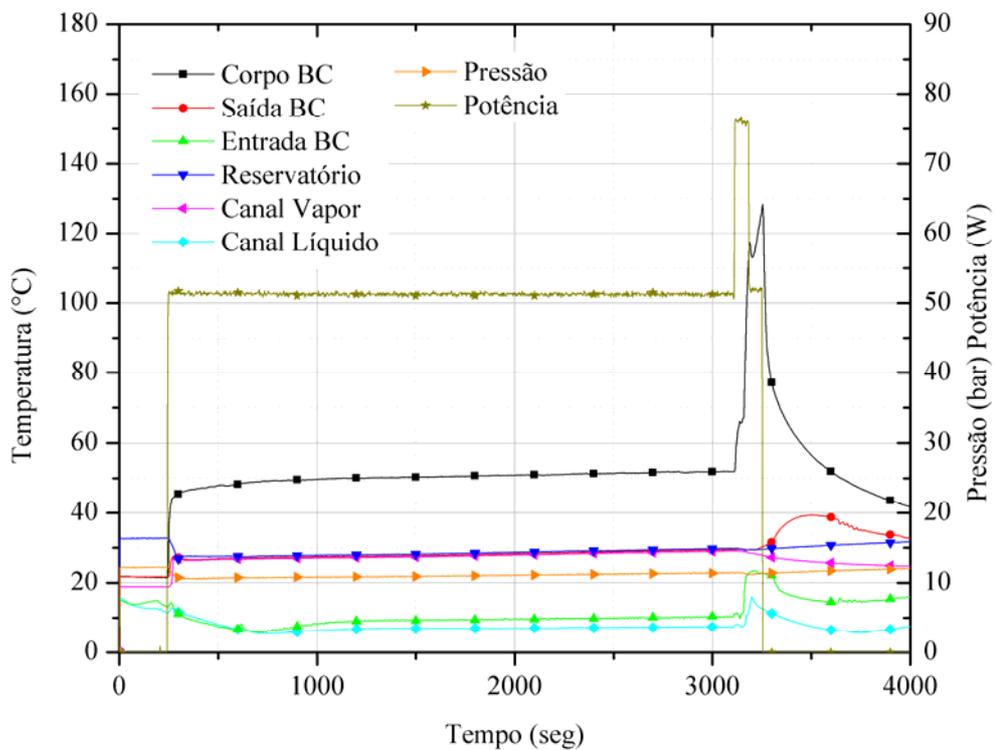


Figura 170 – Teste do dia 28/04/2004 parte 3.

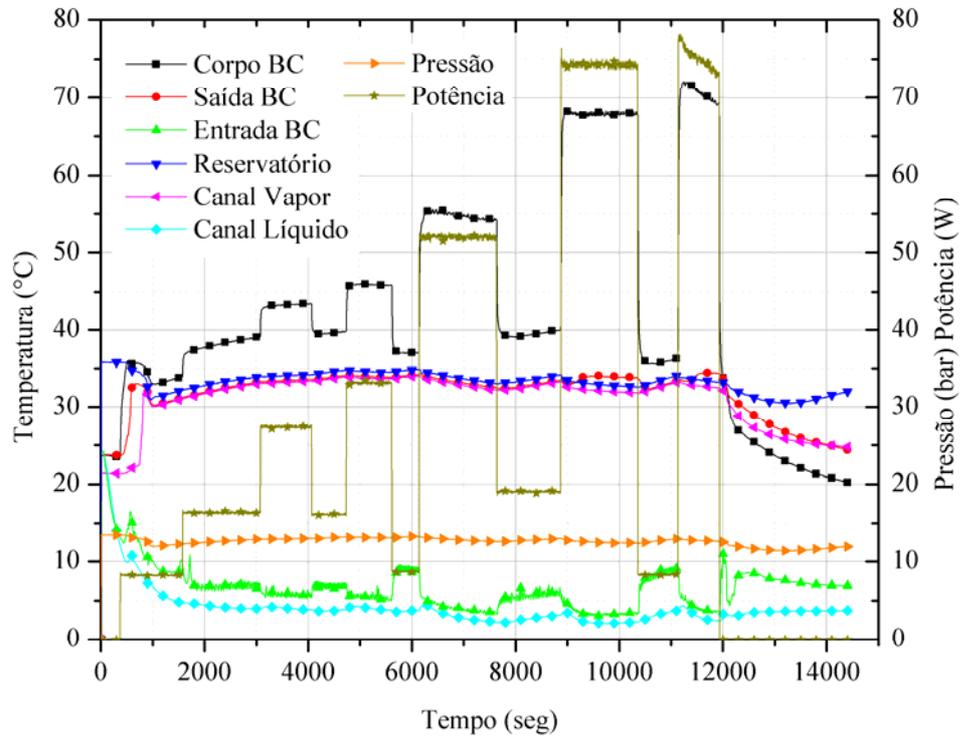


Figura 171 – Teste do dia 29/04/2004 parte 1.

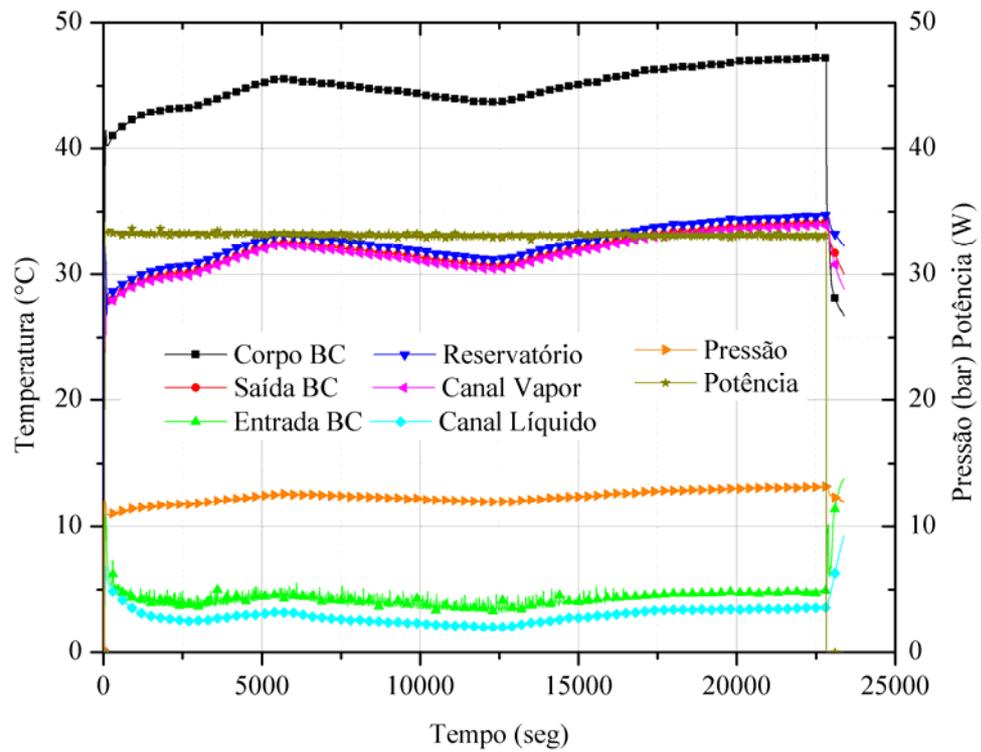


Figura 172 – Teste do dia 29/04/2004 parte 2.

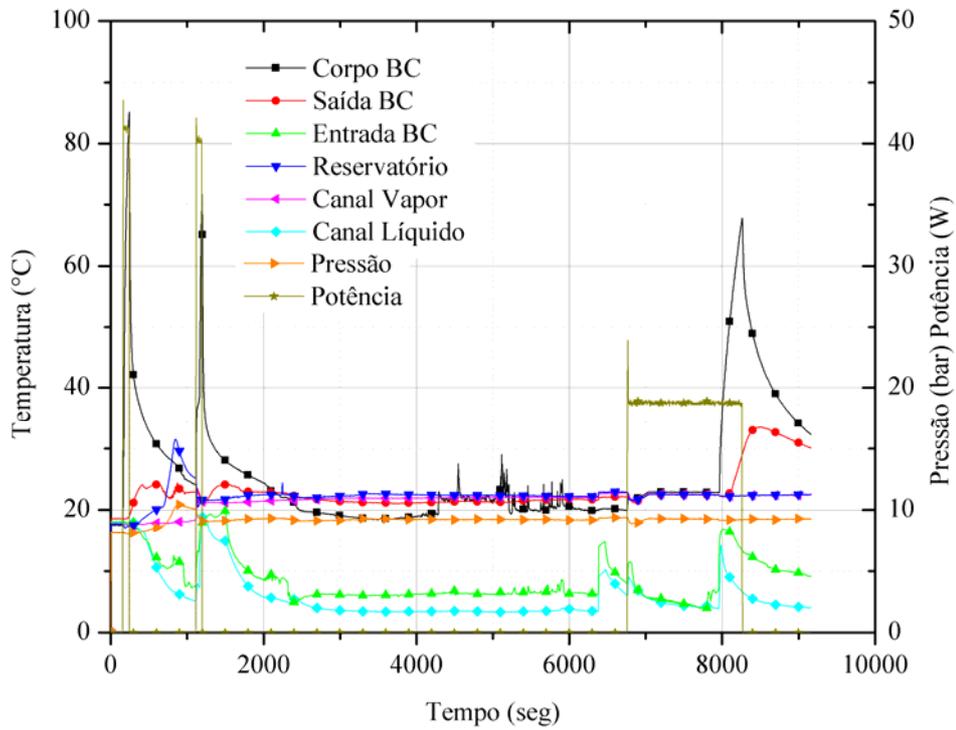


Figura 173 – Teste do dia 30/04/2004.

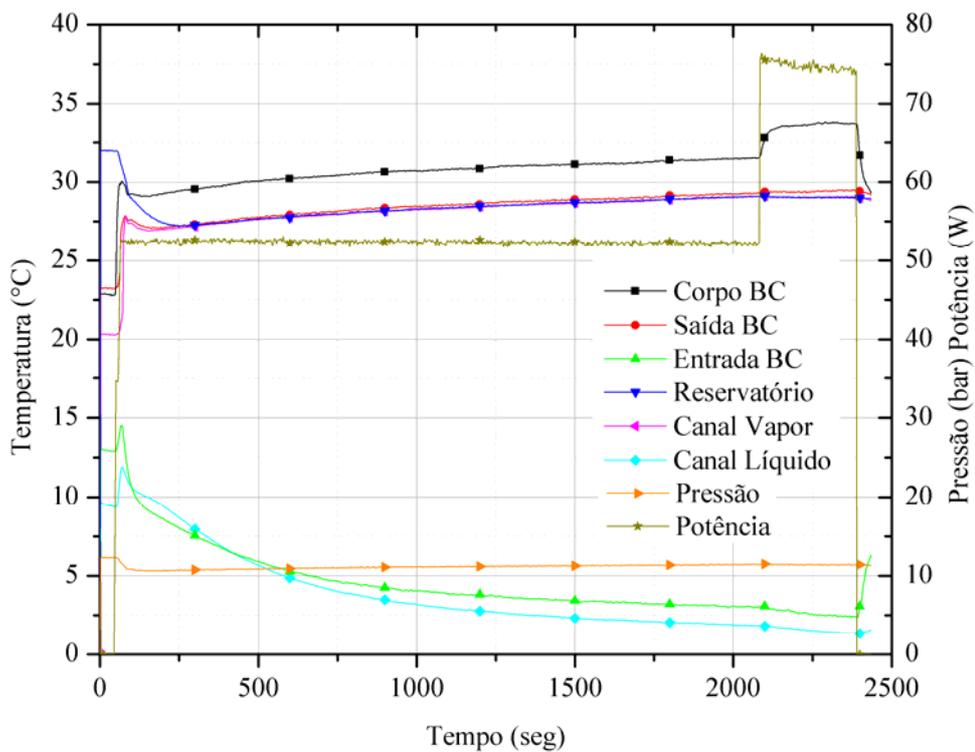


Figura 174 – Teste do dia 03/05/2004 parte 1.

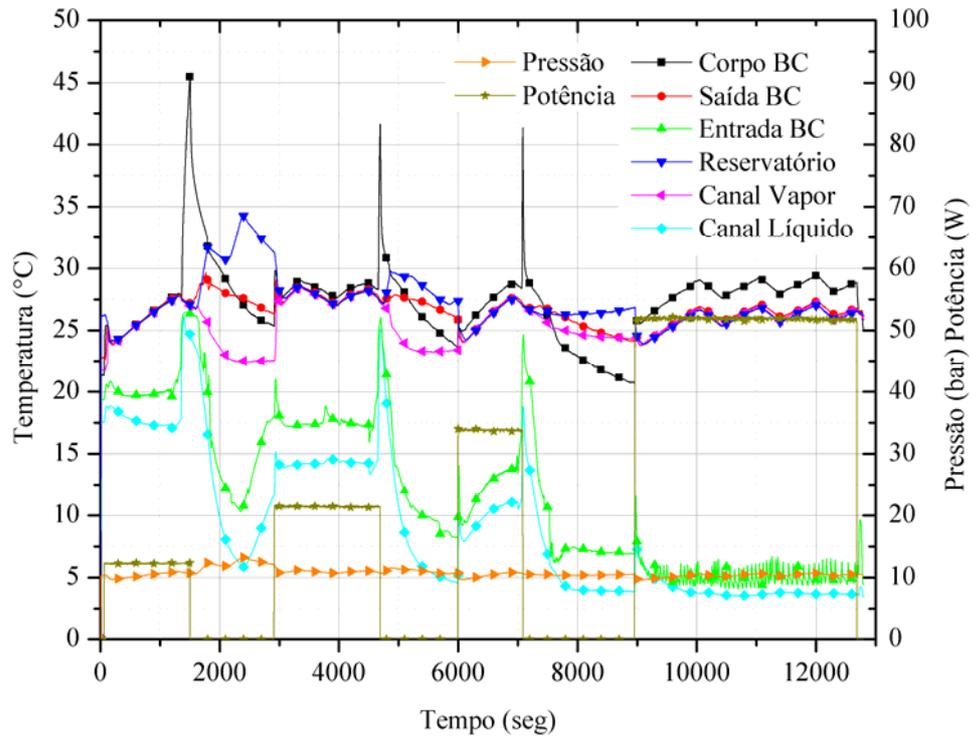


Figura 175 – Teste do dia 03/05/2004 parte 2.

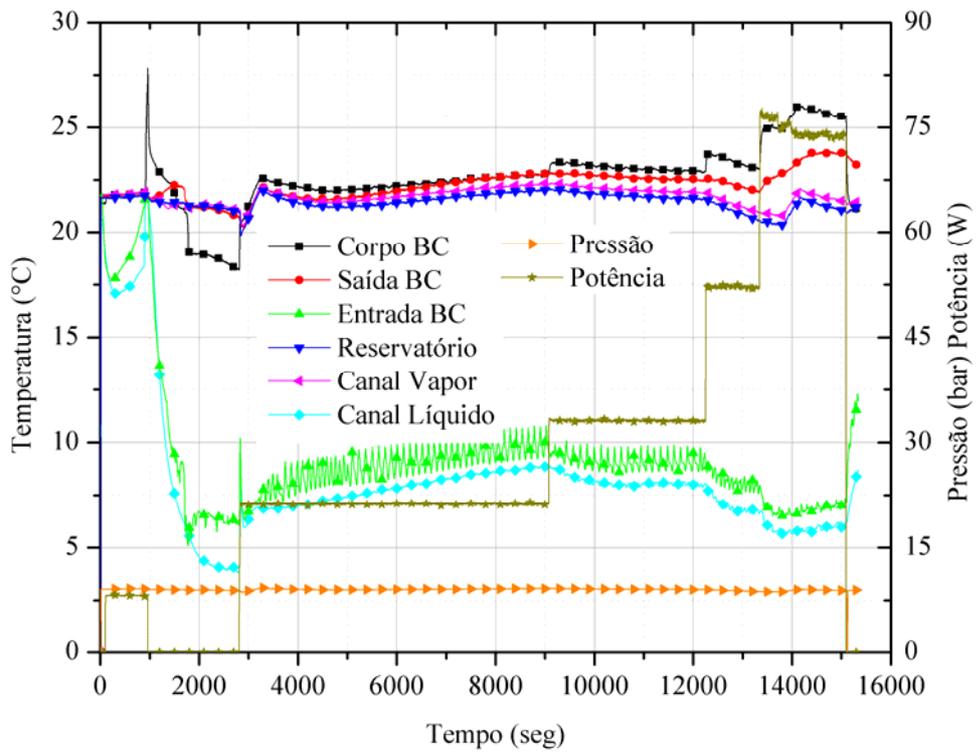


Figura 176 – Teste do dia 04/05/2004.

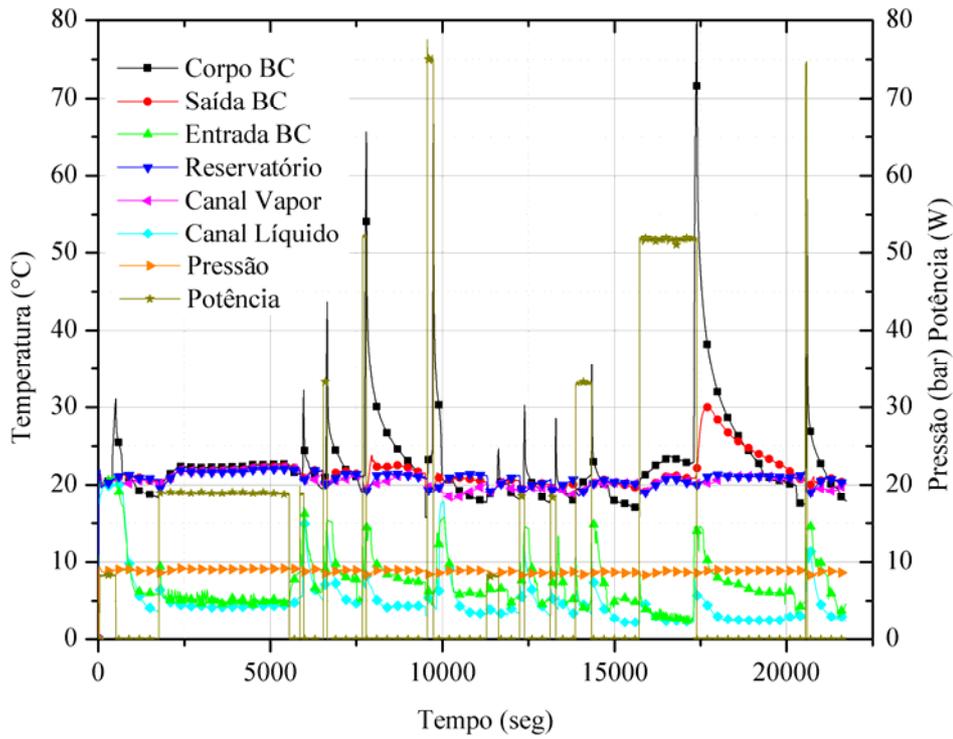


Figura 177 – Teste do dia 05/05/2004.

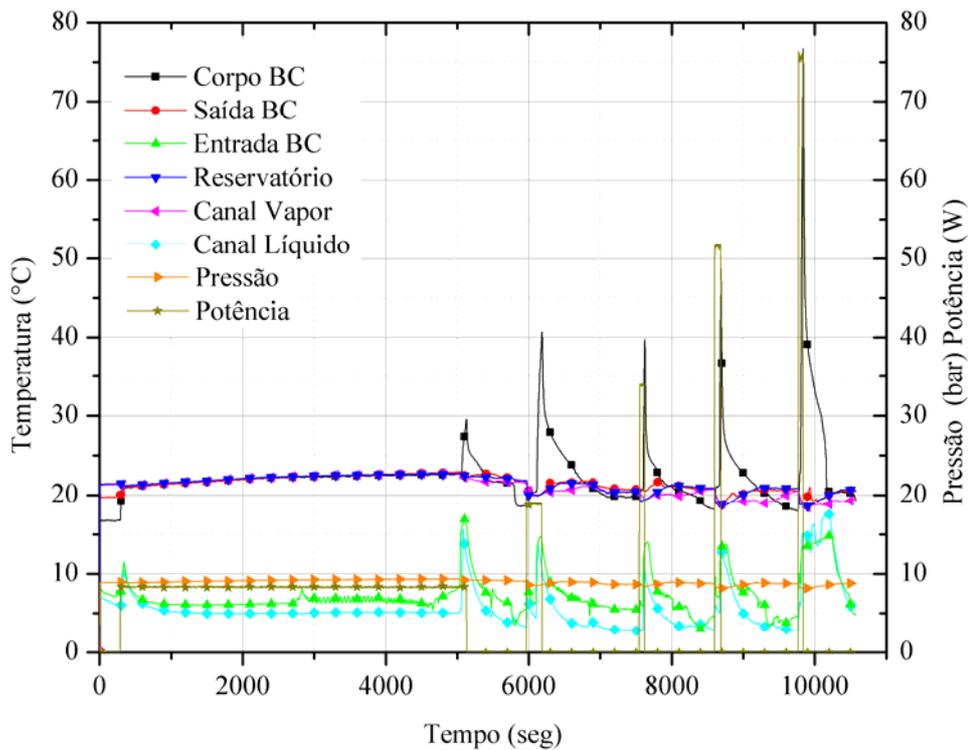


Figura 178 – Teste do dia 08/05/2004.

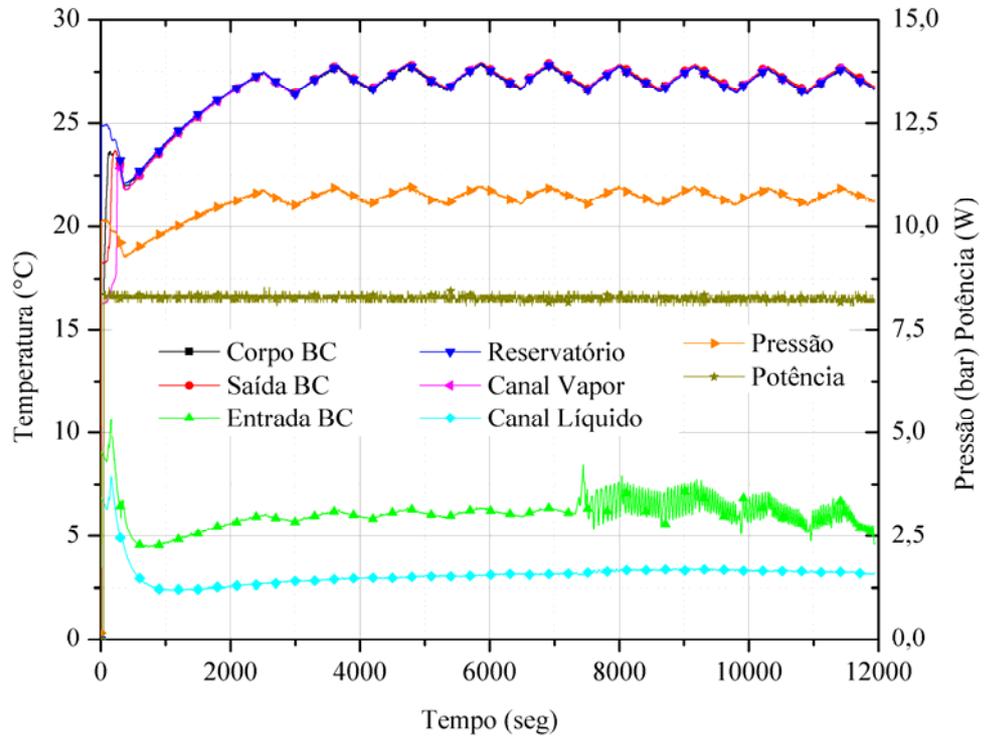


Figura 179 – Teste do dia 09/05/2004.

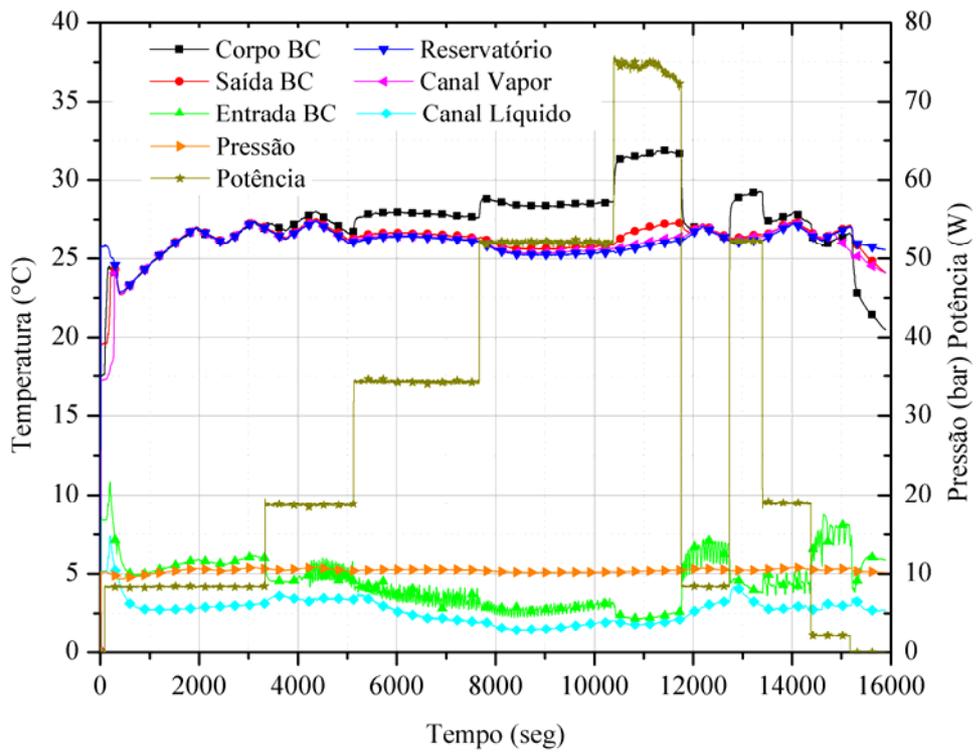


Figura 180 – Teste do dia 10/05/2004.

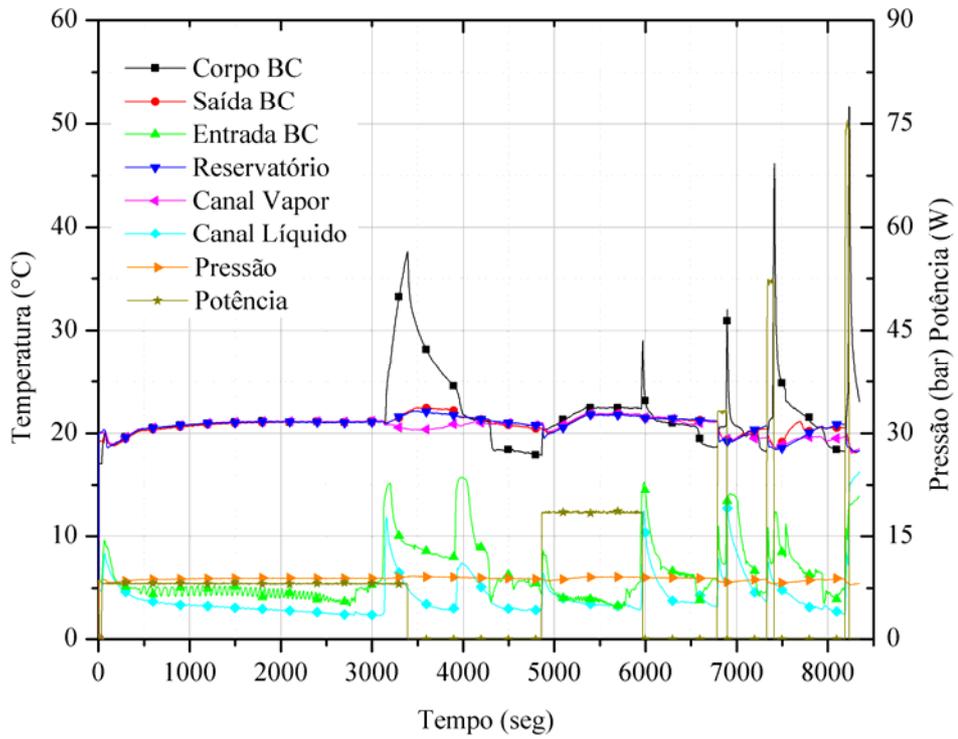


Figura 181 – Teste do dia 11/05/2004.

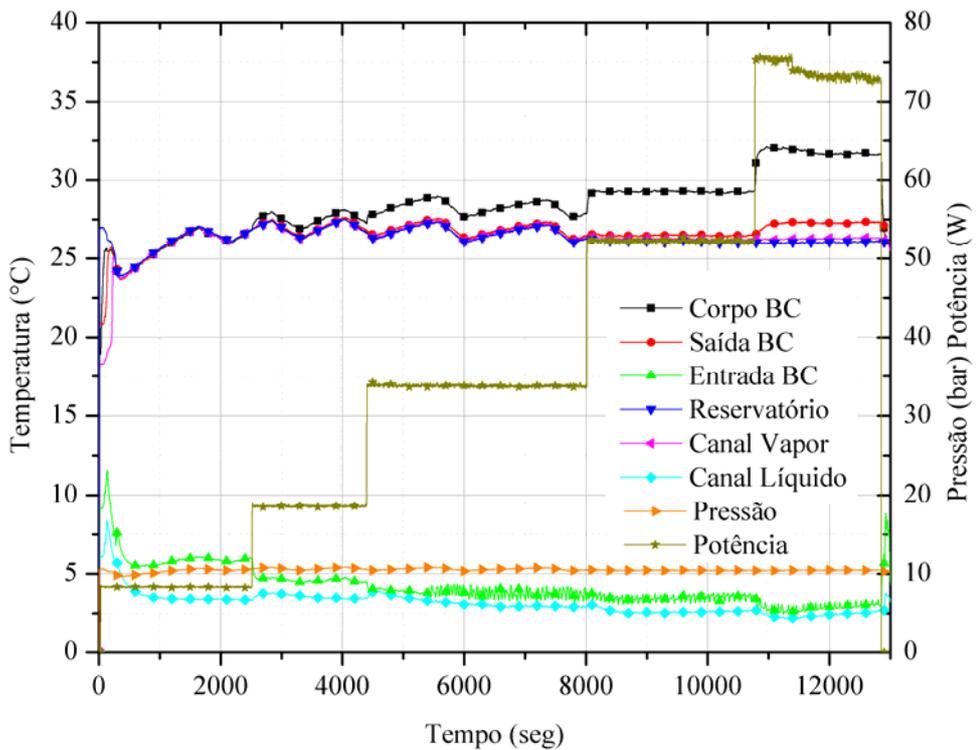


Figura 182 – Teste do dia 12/05/2004 parte 1.

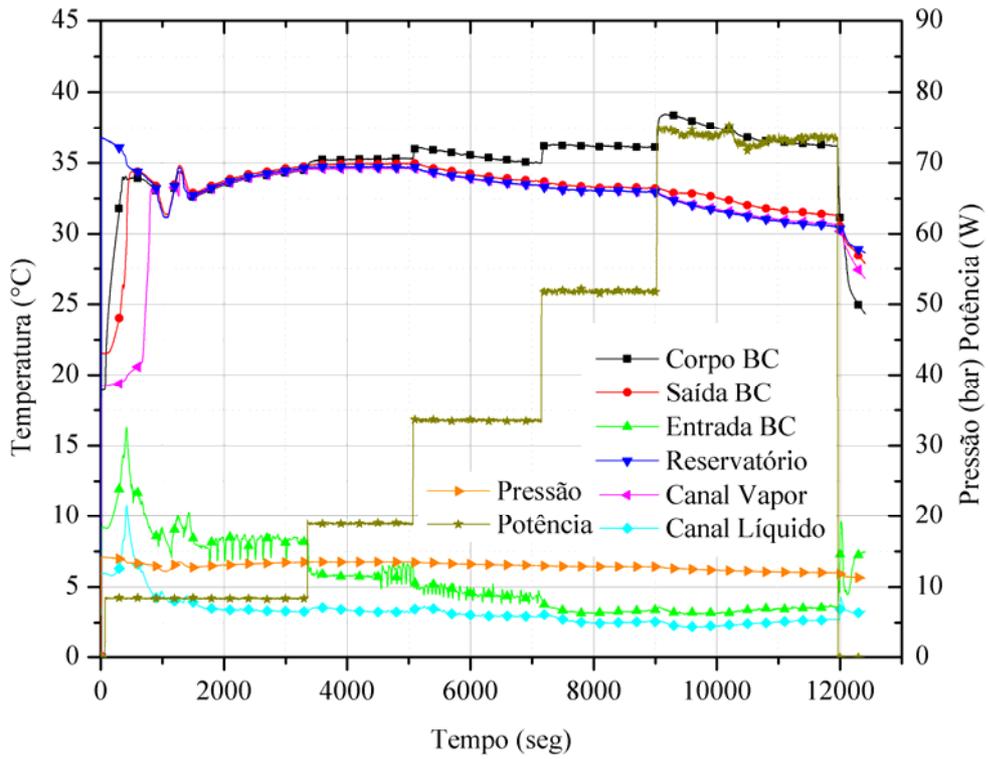


Figura 183 – Teste do dia 12/05/2004 parte 2.

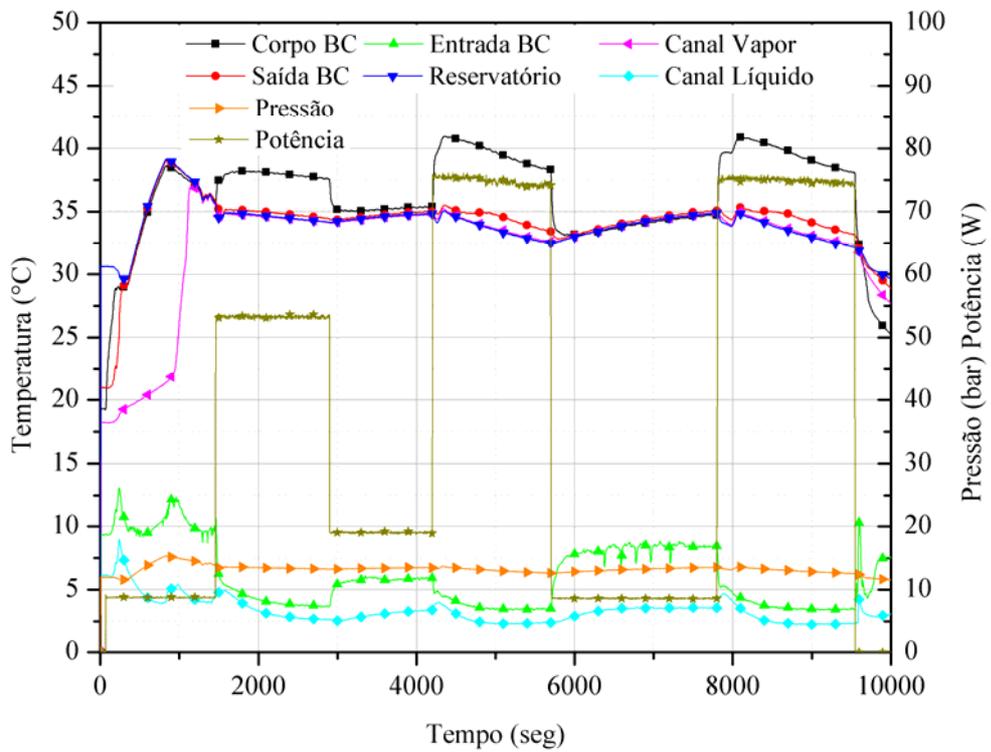


Figura 184 – Teste do dia 13/05/2004 parte 1.

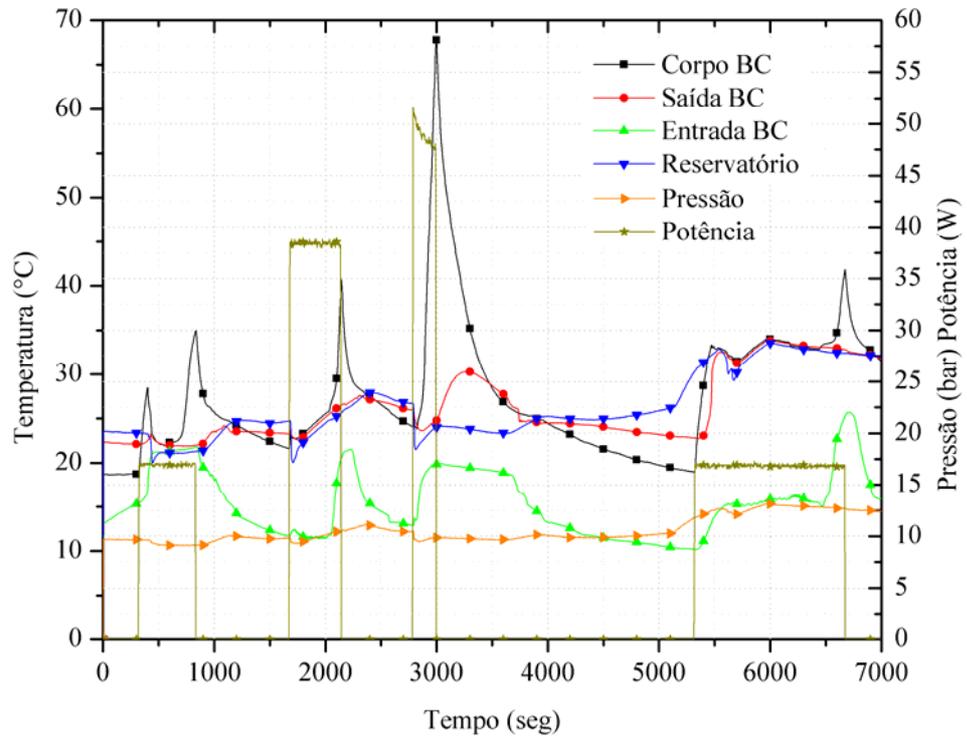


Figura 186 – Teste do dia 04/08/2004 parte 1.

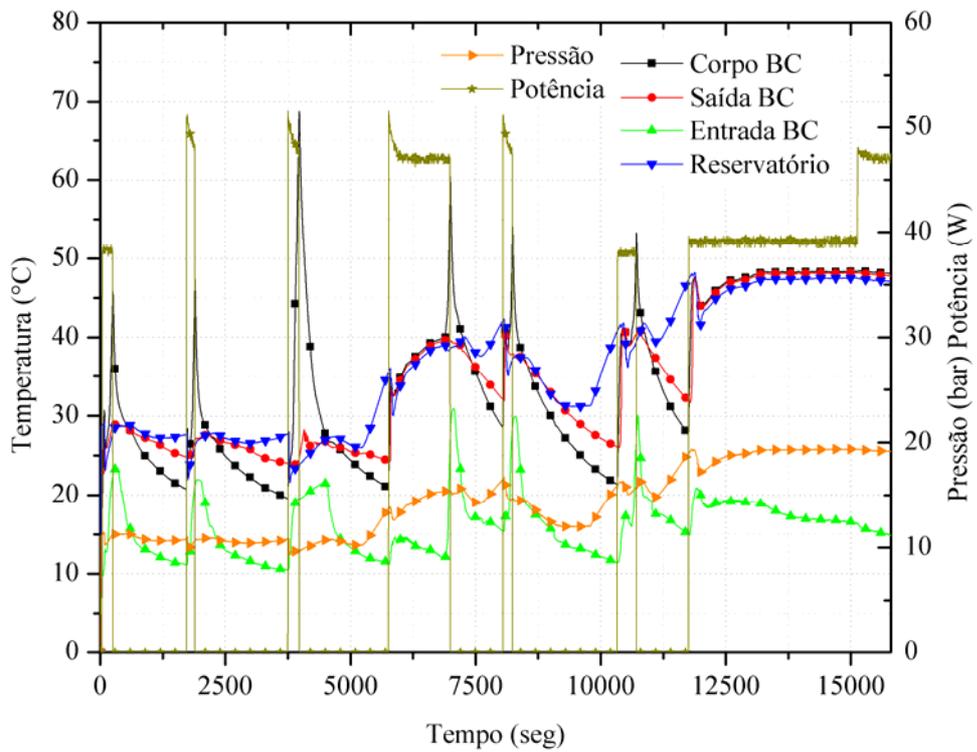


Figura 187 – Teste do dia 04/08/2004 parte 2.

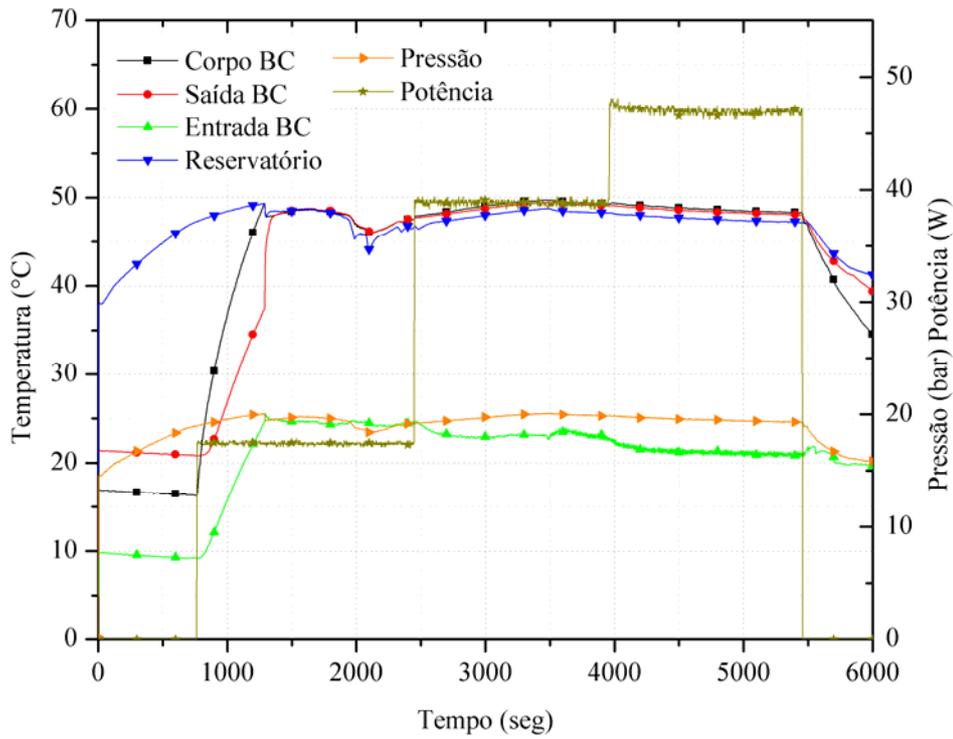


Figura 188 – Teste do dia 05/08/2004 parte 1.

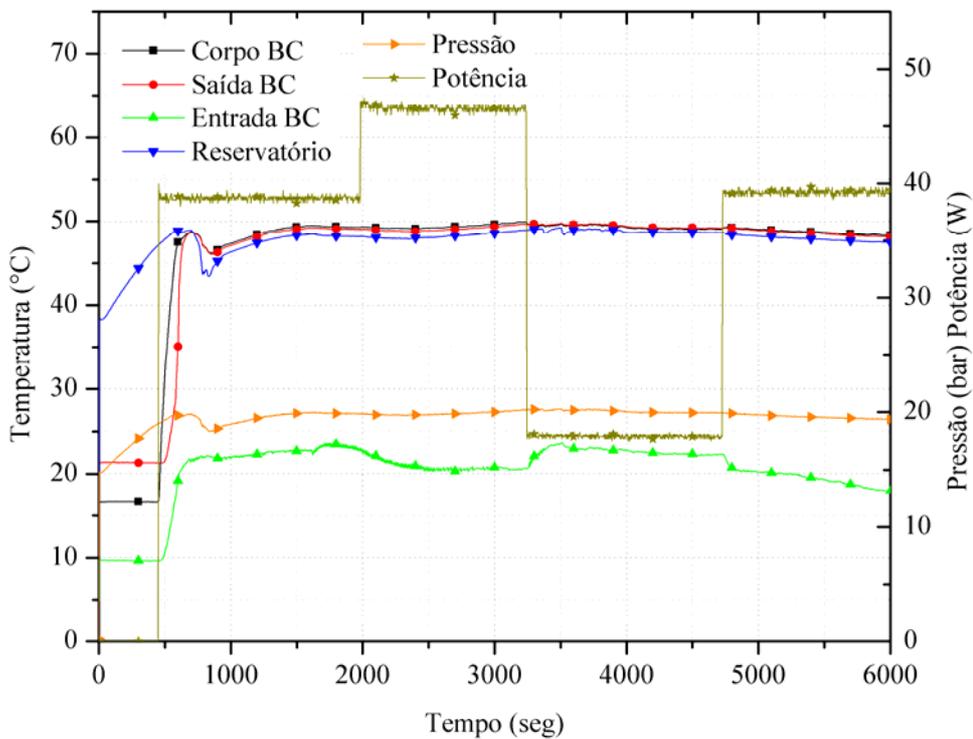


Figura 189 – Teste do dia 05/08/2004 parte 2.

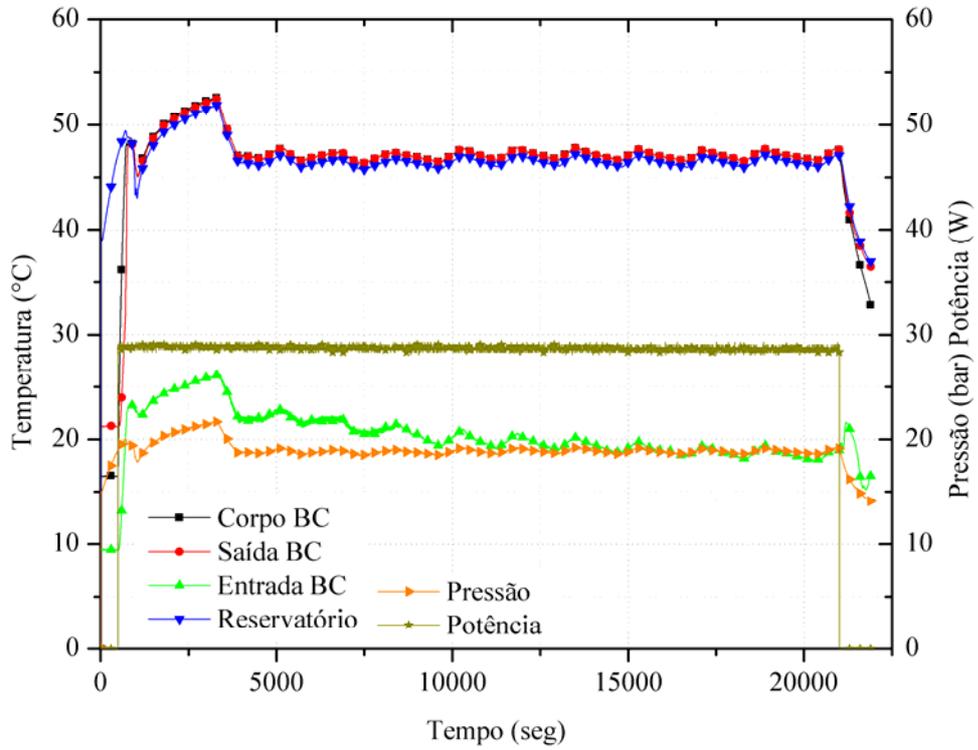


Figura 190 – Teste do dia 06/08/2004.

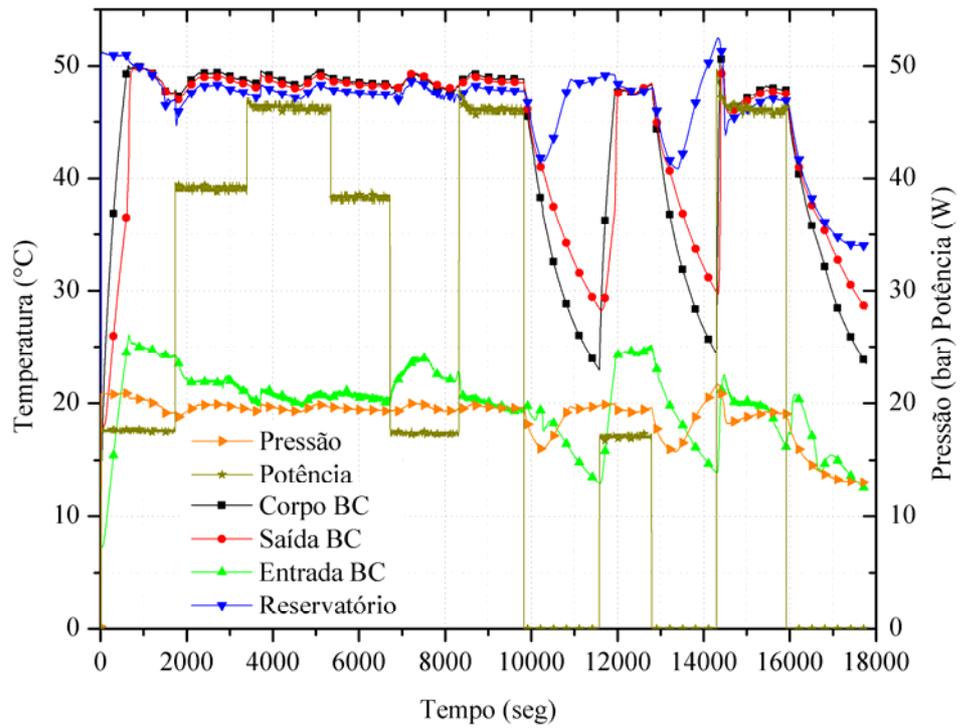


Figura 191 – Teste do dia 07/08/2004.

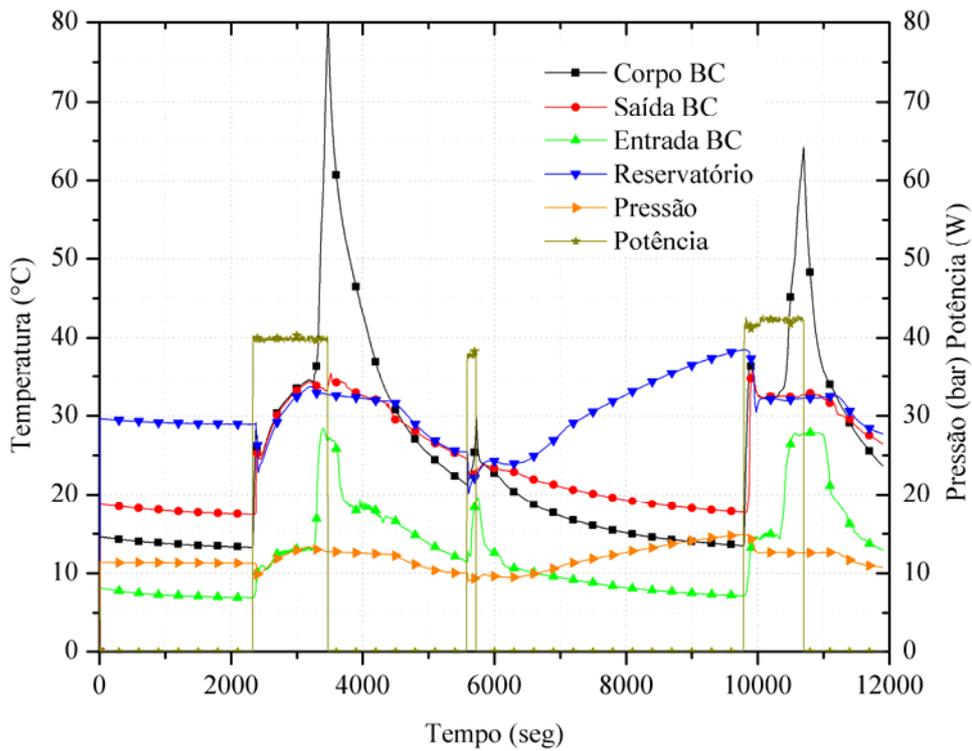


Figura 192 – Teste do dia 08/08/2004.

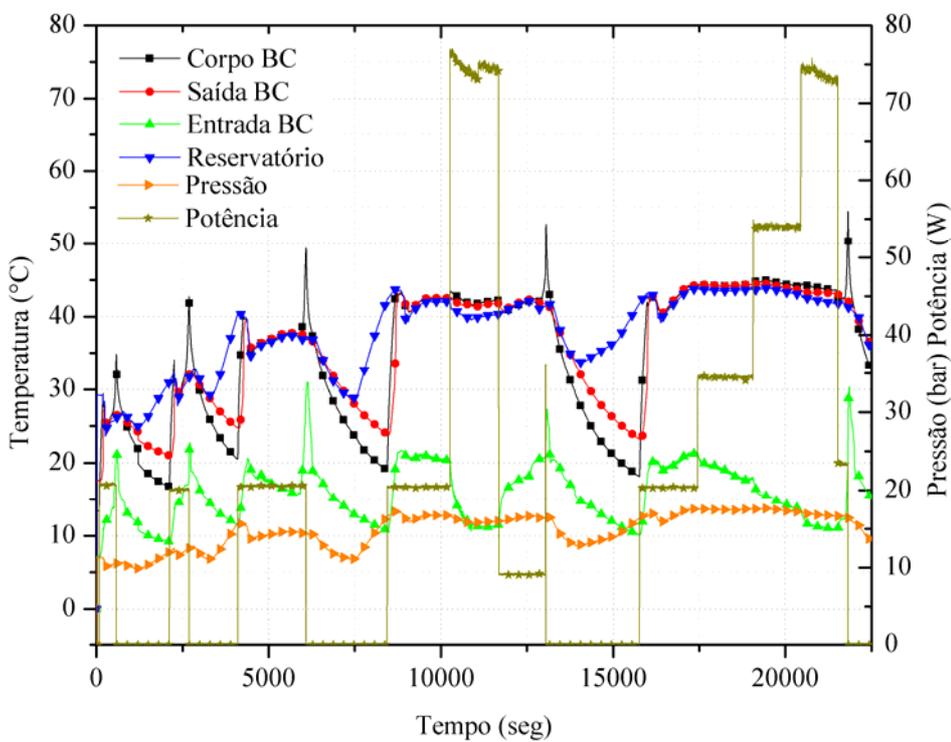


Figura 193 – Teste do dia 09/08/2004.

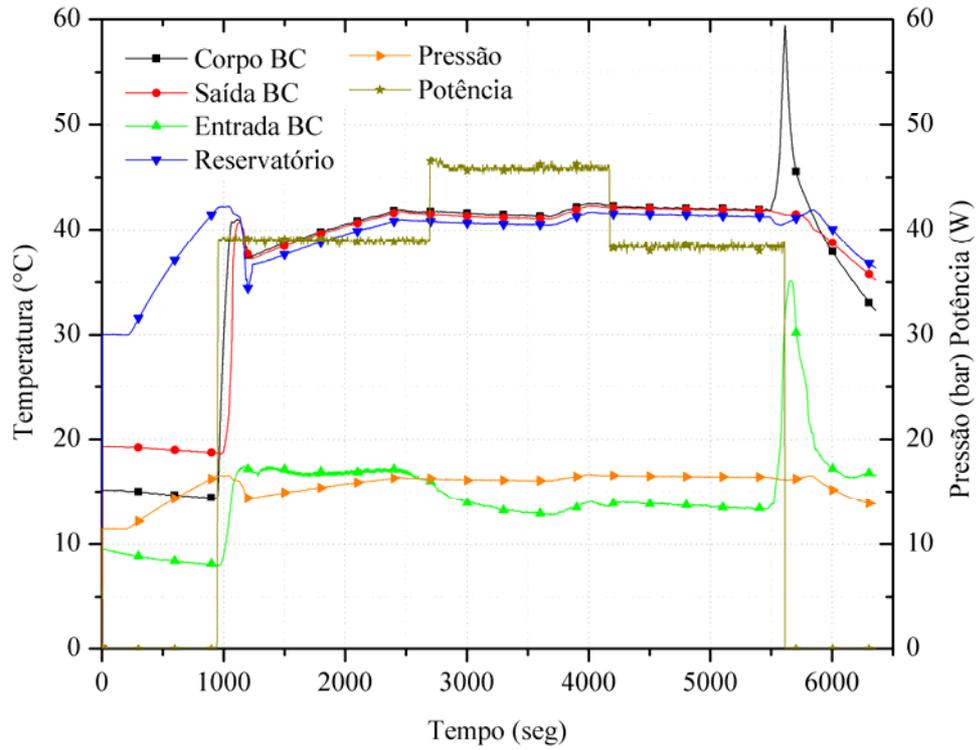


Figura 194 – Teste do dia 10/08/2004 parte 1.

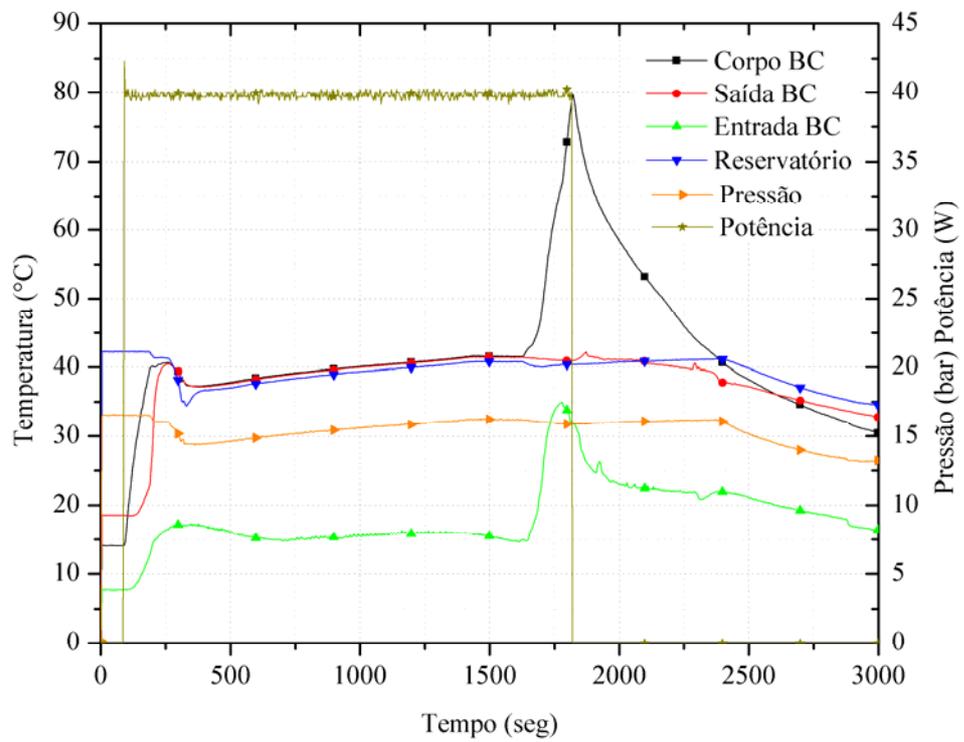


Figura 195 – Teste do dia 10/08/2004 parte 2.

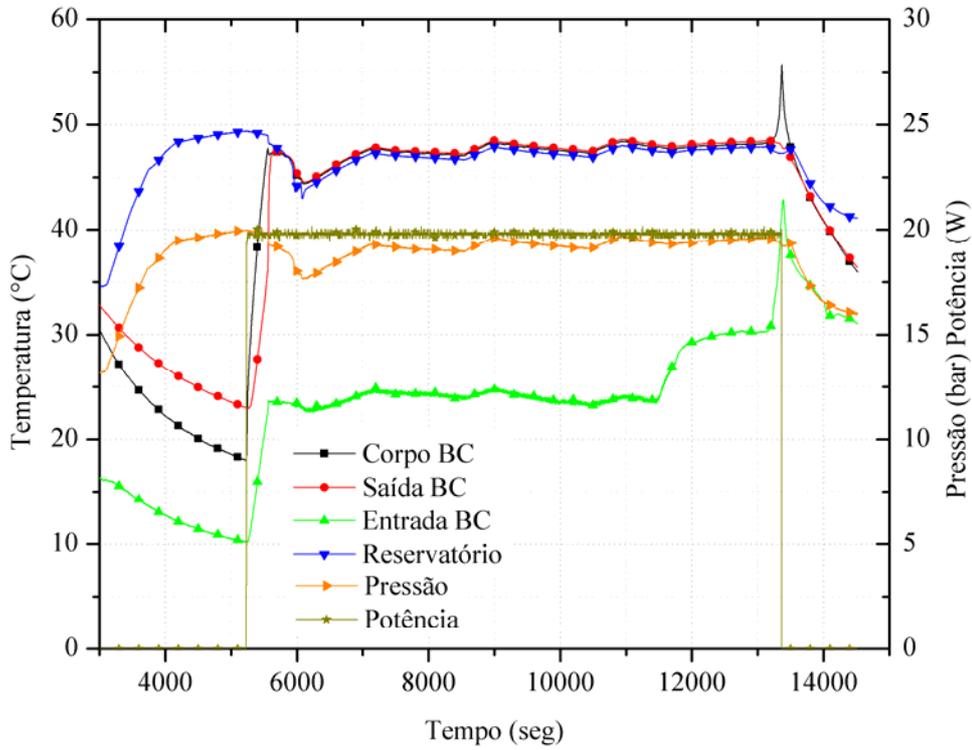


Figura 196 – Teste do dia 10/08/2004 parte 3.

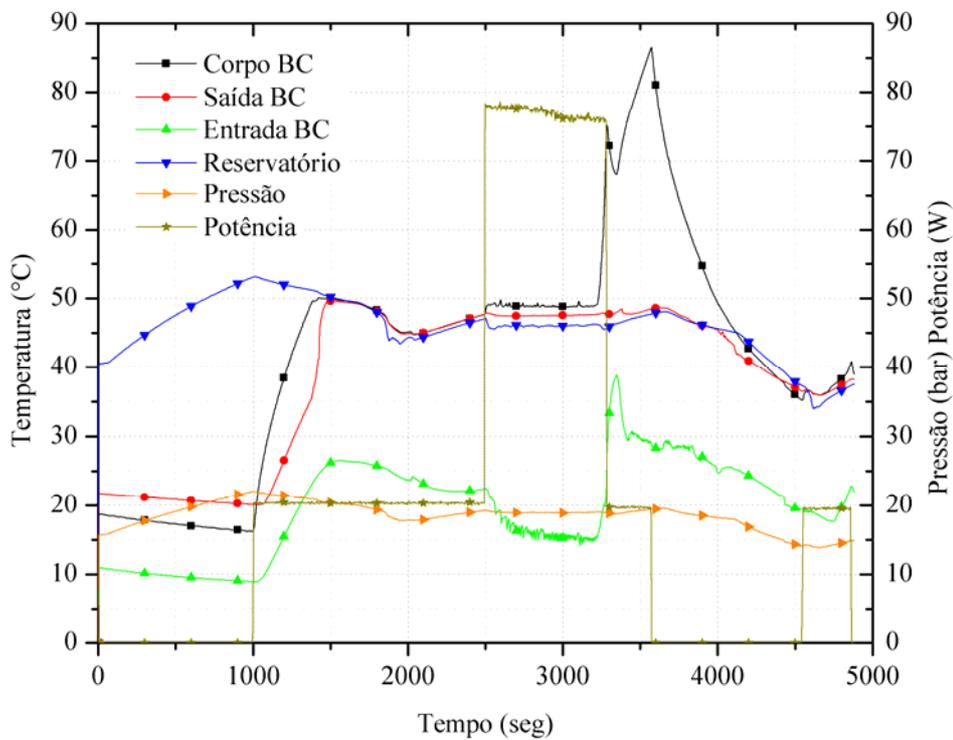


Figura 197 – Teste do dia 11/08/2004 parte 1.

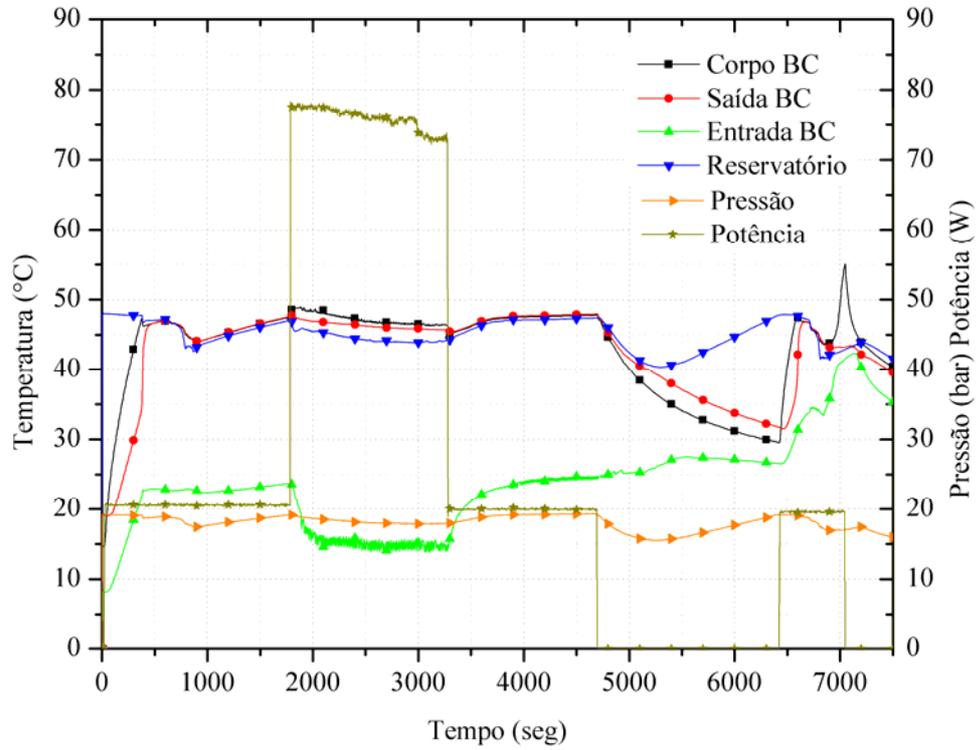


Figura 198 – Teste do dia 11/08/2004 parte 2.

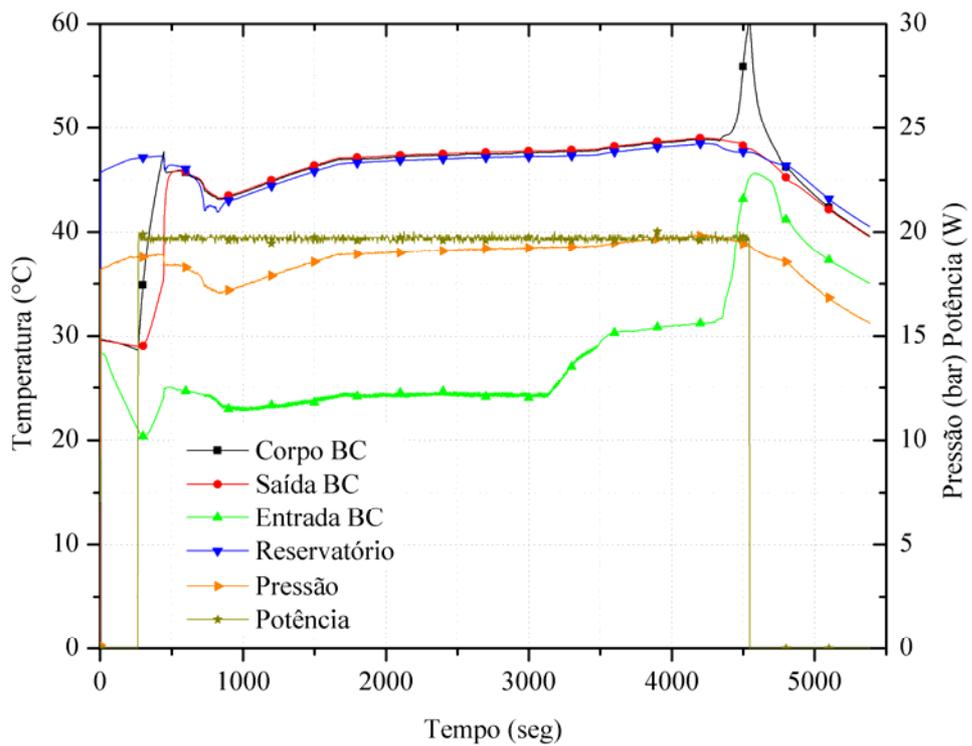


Figura 199 – Teste do dia 11/08/2004 parte 3.

A.VII.B.3. Bombas Capilares de Aço Inoxidável

Tabela 26 – Resumo dos testes com as bombas capilares de aço inoxidável.

Data dos testes	Potências Aplicadas na Bomba Capilar Reservatório (5,4W)	Reservatório 25		Reservatório 35		Reservatório 40		Reservatório 45	
		CR 15	SR 15	CR 15	SR15	CR 15	SR15	CR 15	SR15
		C-5	C-5	C-5	C-5	C-5	C-5	C-5	C-5
2105_1	0/2,5/10/0/22/0/40					NF			
2105_2	0/40/0/85/0/6/0					NF			
2205_1	0/30/50/75/22,5							F	
2205_2	0/62/0								F
2305_1	0/62							F	
2305_2	0/60/0							NF	
2405_1	0/30/0/62							F	
2405_2	0/30/2,5/50/0								NF
2405_3	0/30/50/0								NF
2505_1	0/30/50/80/0								NF
2605_1_2	0/30/50/80/50/30/22							F	
2605_3	0/32/0								NF
2705_1	0/82,5/50/0								F
2805_1	0/82/0				NF				
2805_2	0/82,5/0			NF					
2805_3	0/82/0	NF							

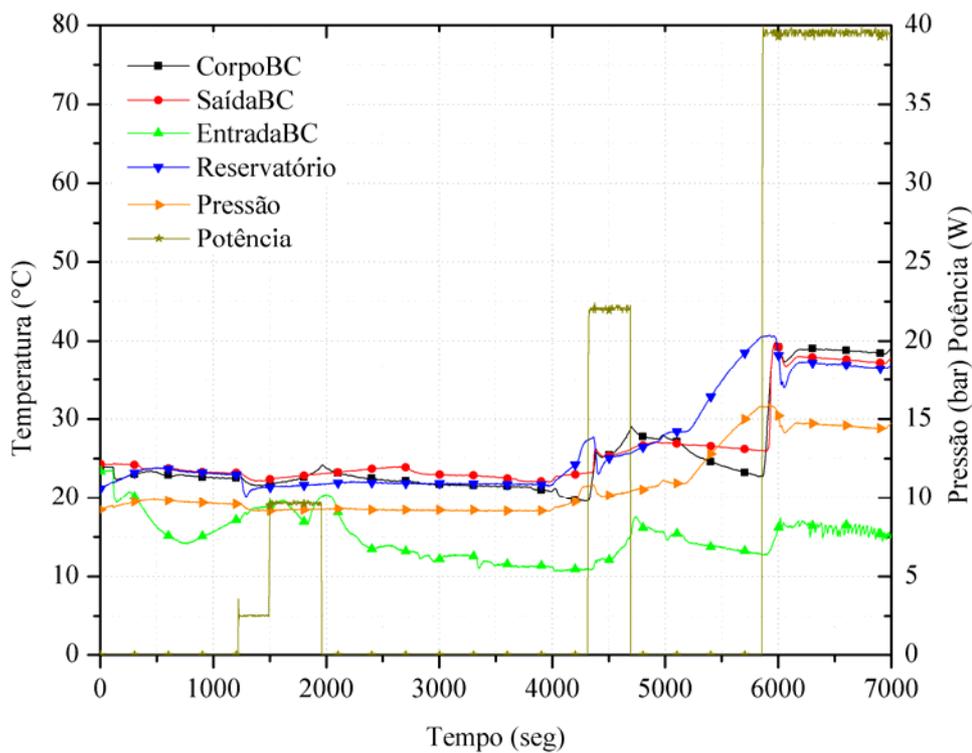


Figura 200 – Teste do dia 21/05/2004 parte 1.

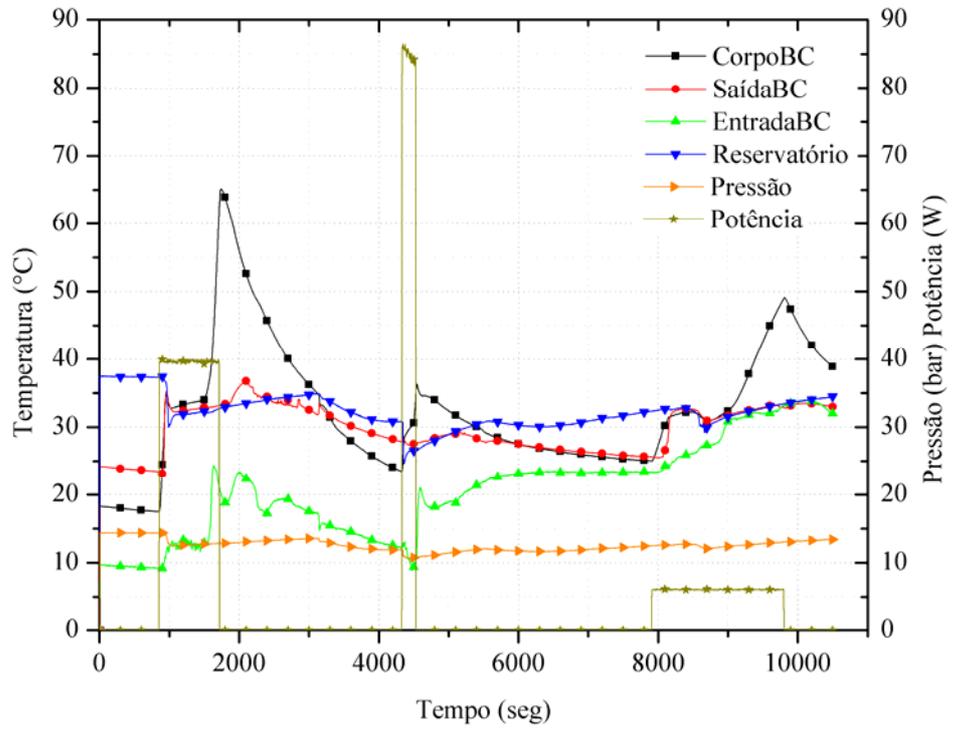


Figura 201 – Teste do dia 21/05/2004 parte 2.

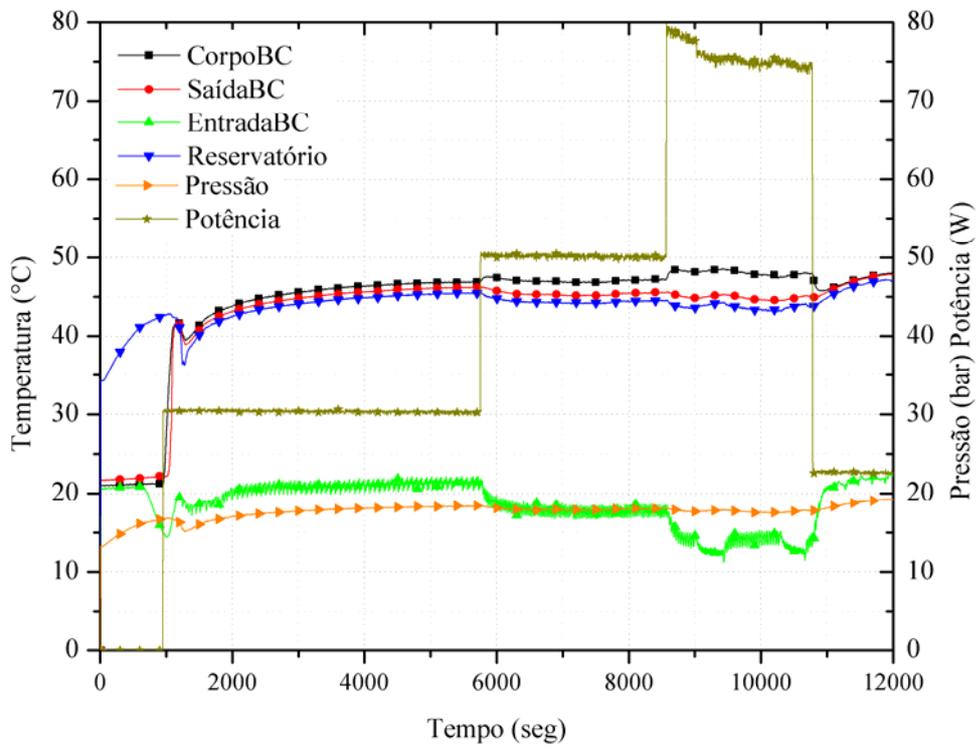


Figura 202 – Teste do dia 22/05/2004 parte 1.

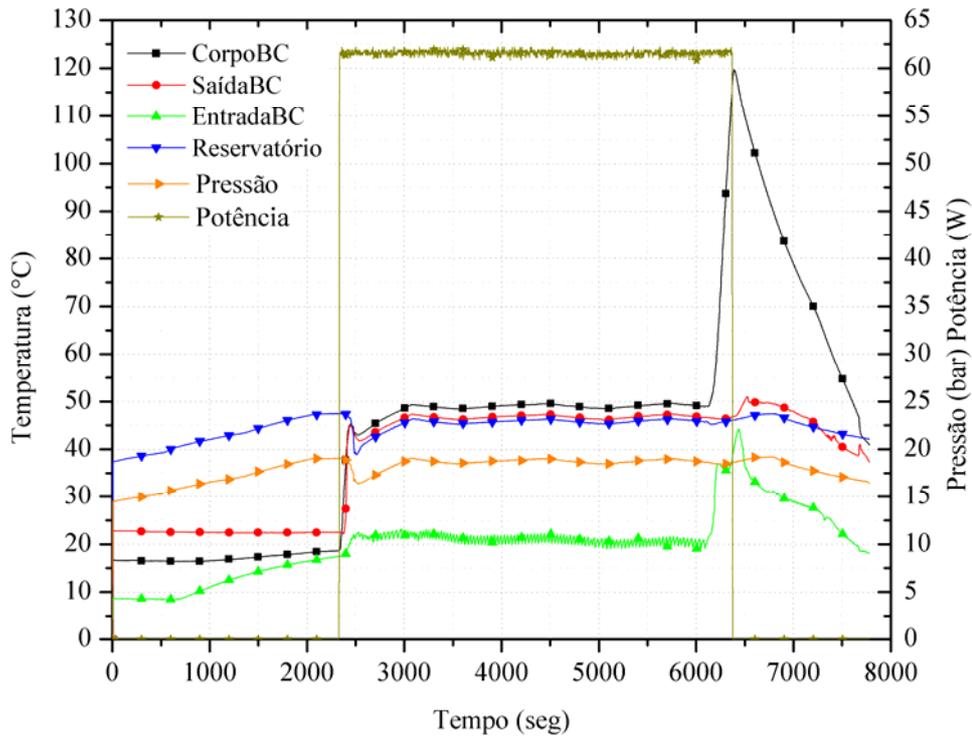


Figura 203 – Teste do dia 22/05/2004 parte 2.

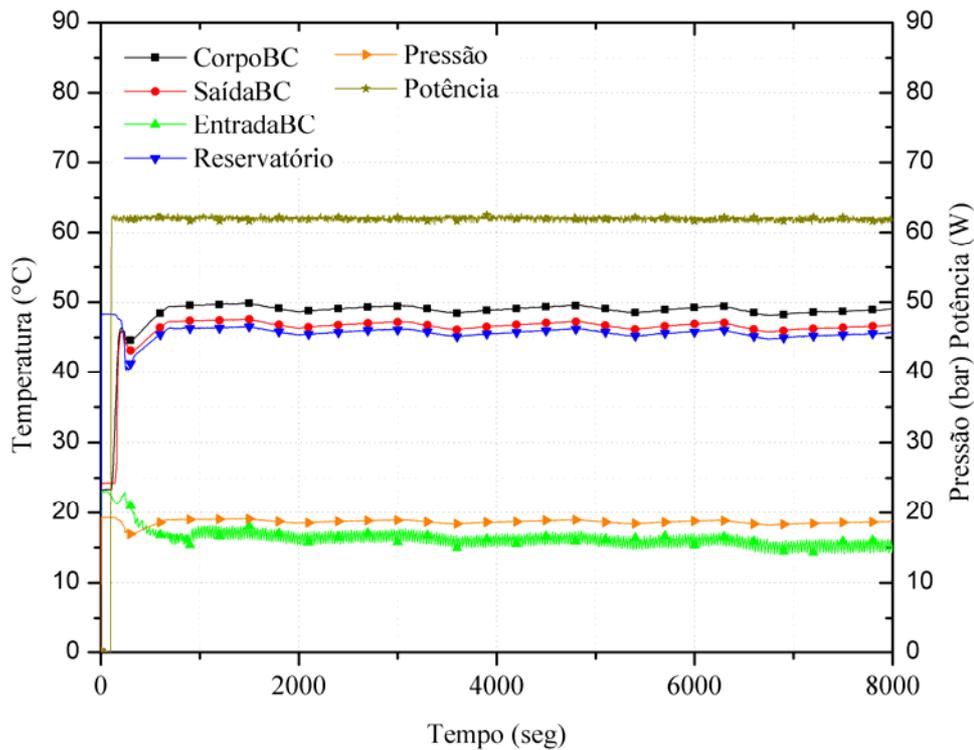


Figura 204 – Teste do dia 23/05/2004 parte 1.

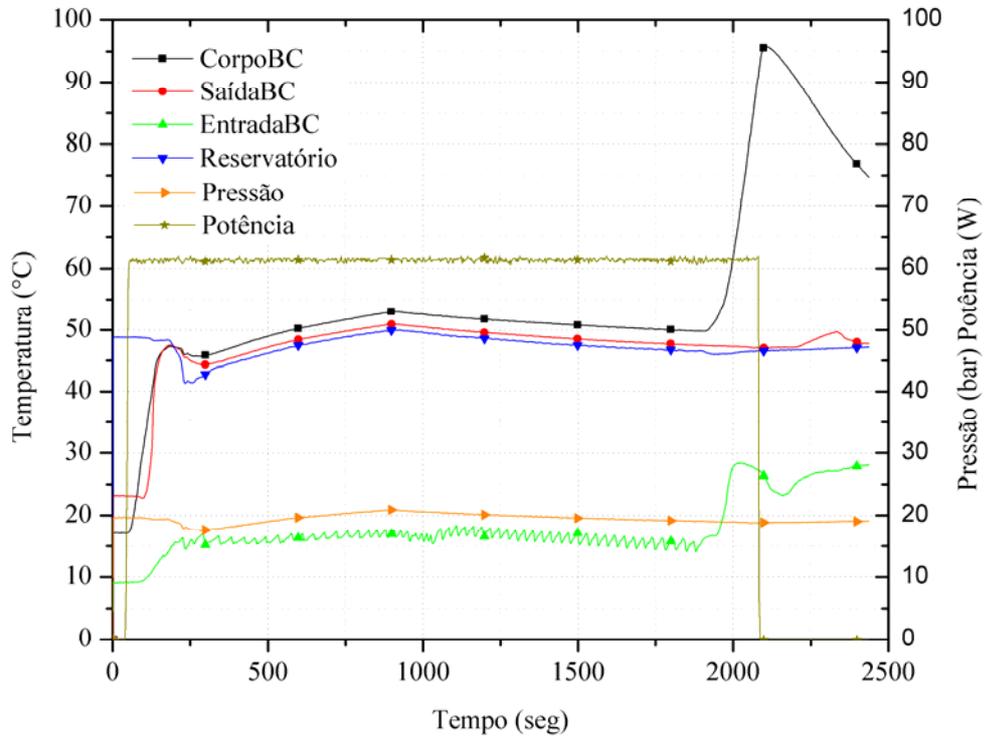


Figura 205 – Teste do dia 23/05/2004 parte 2.

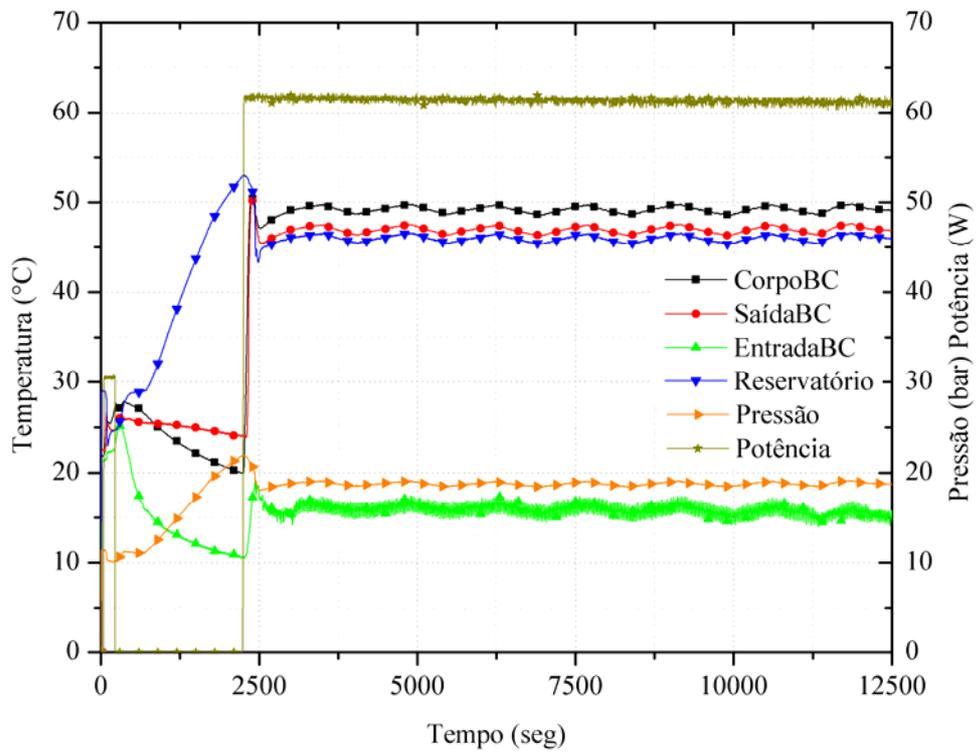


Figura 206 – Teste do dia 24/05/2004 parte 1.

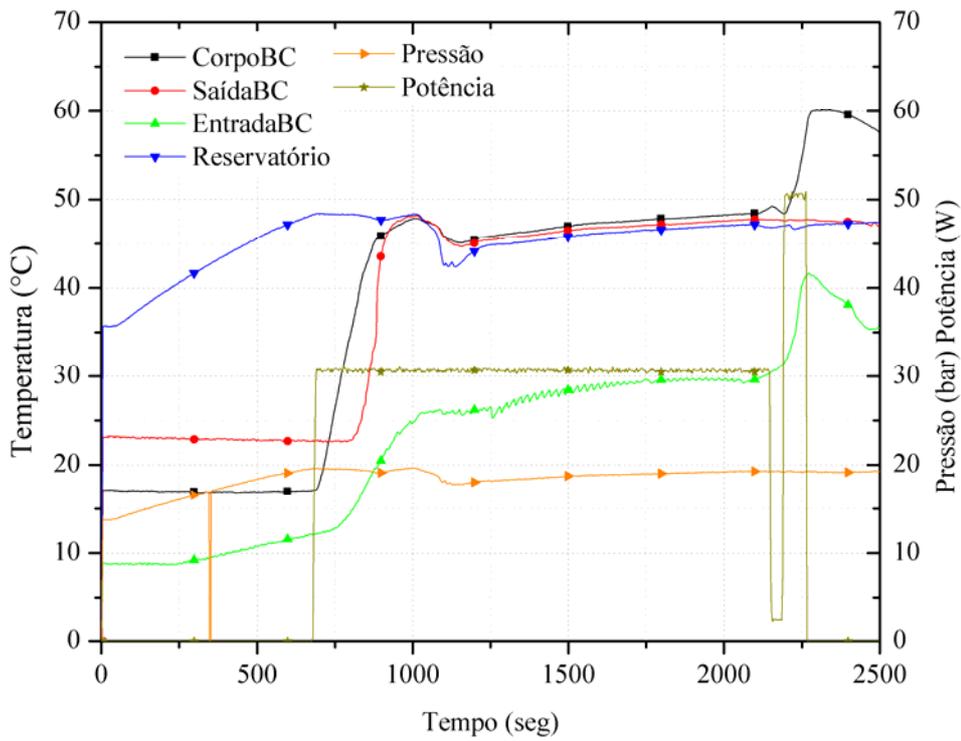


Figura 207 – Teste do dia 24/05/2004 parte 2.

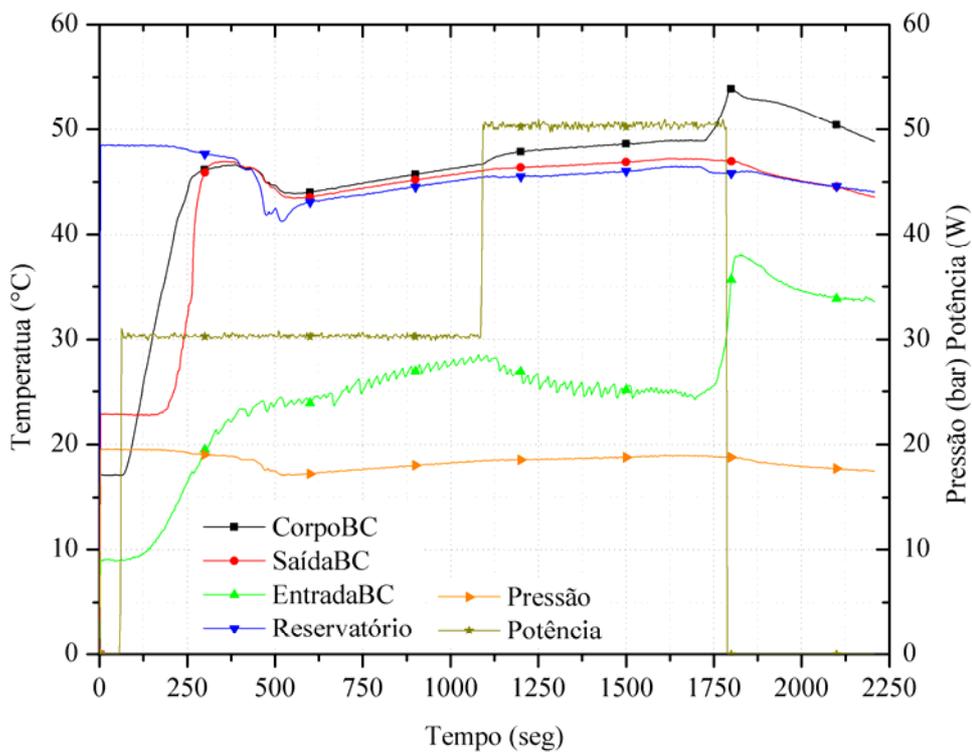


Figura 208 – Teste do dia 24/05/2004 parte 3.

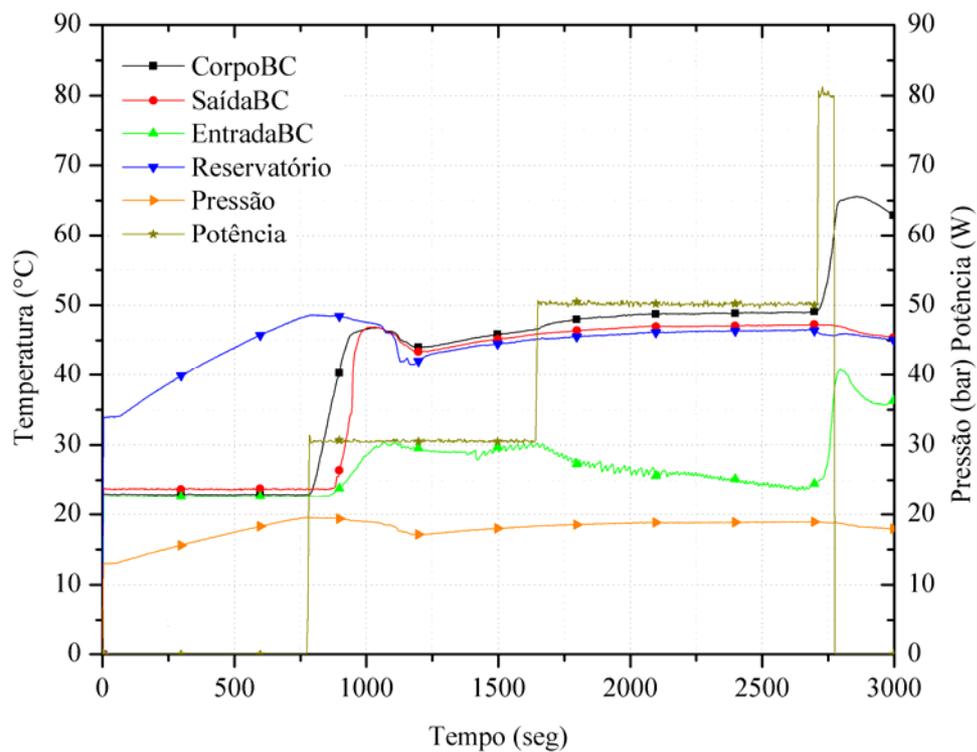


Figura 209 – Teste do dia 25/05/2004.

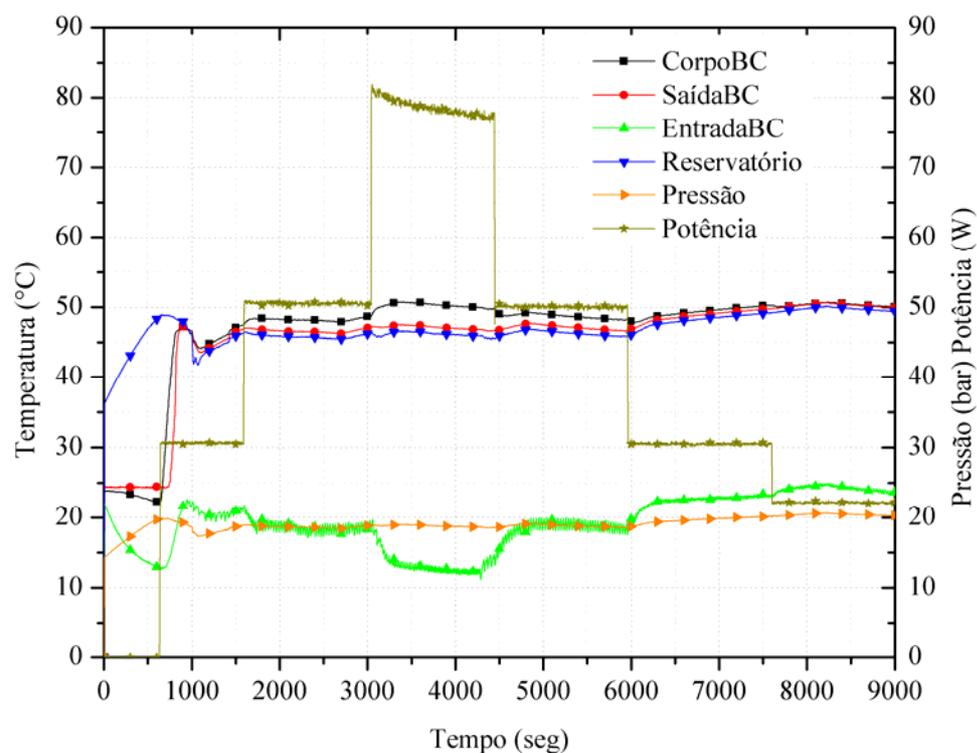


Figura 210 – Teste do dia 26/05/2004 parte 1 e 2.

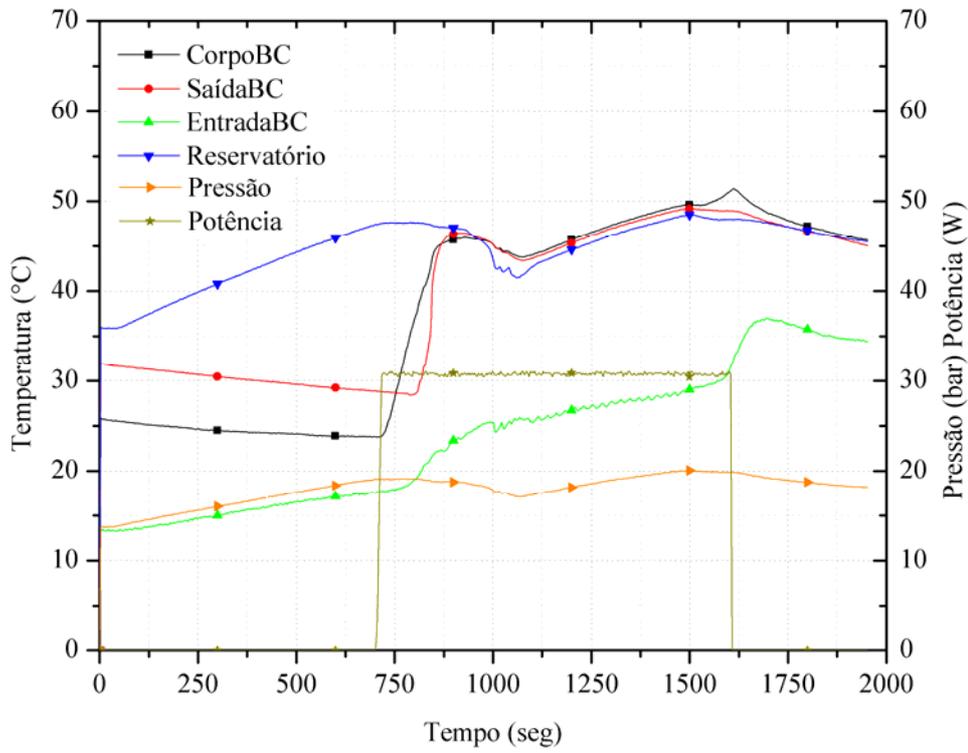


Figura 211 – Teste do dia 26/05/2004 parte 3.

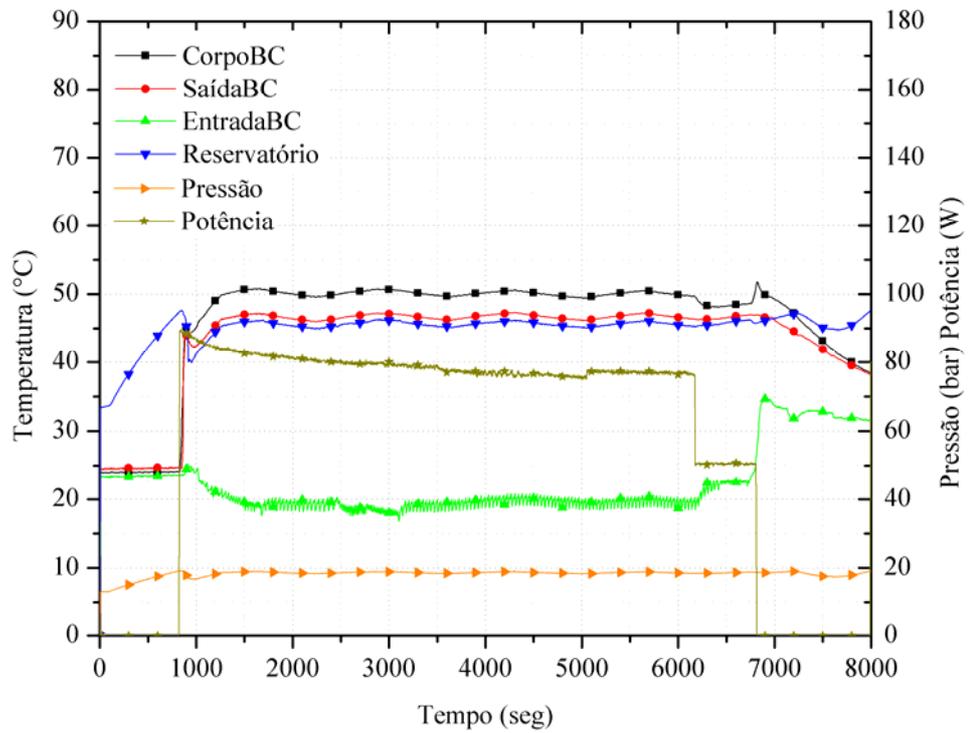


Figura 212 – Teste do dia 27/05/2004.

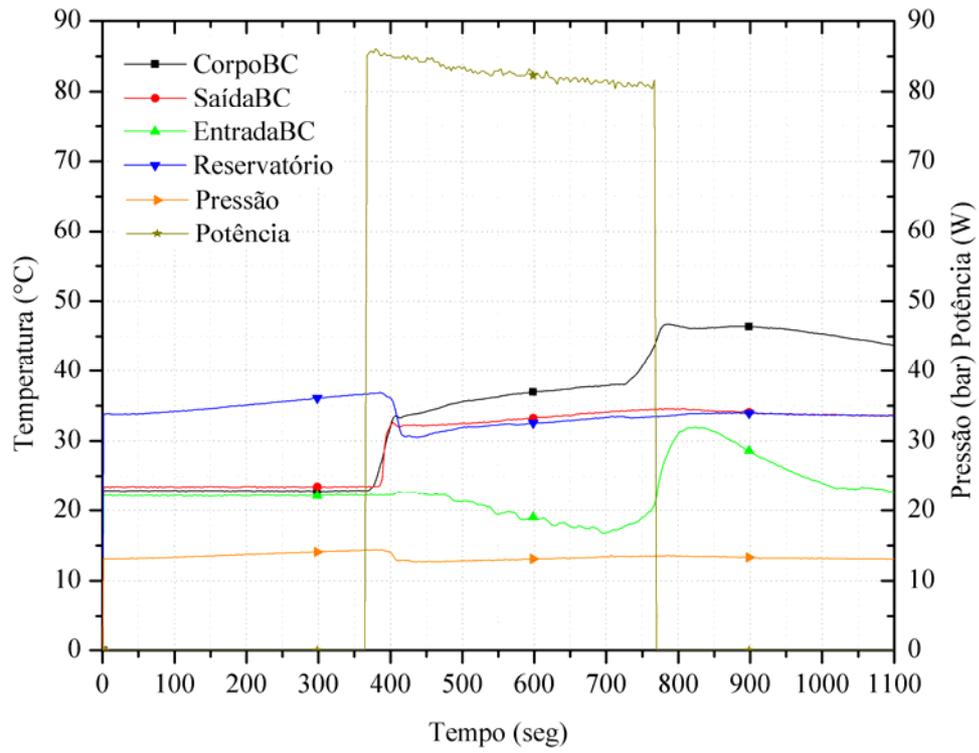


Figura 213 – Teste do dia 28/05/2004 parte 1.

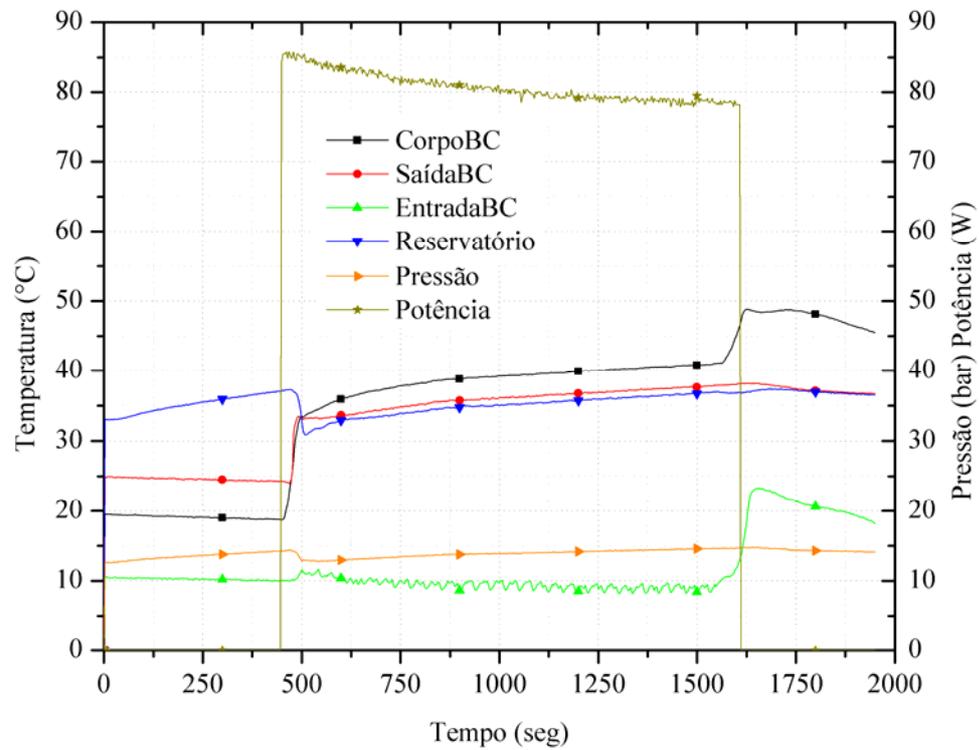


Figura 214 – Teste do dia 28/05/2004 parte 2.

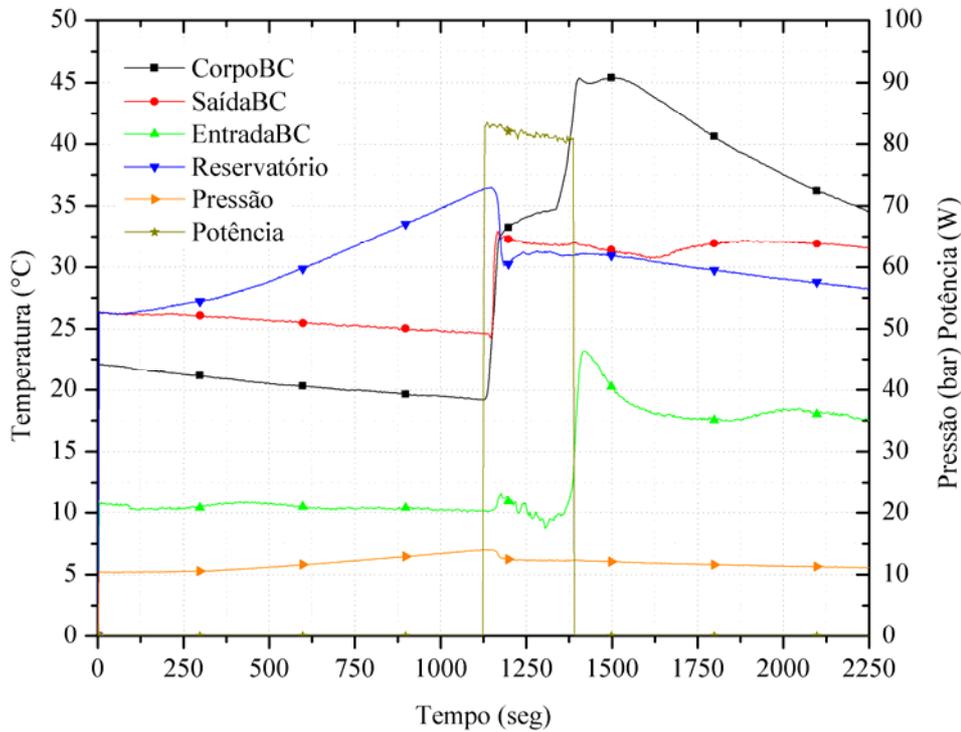


Figura 215 – Teste do dia 28/05/2004 parte 3.

A.VII.B.4. Bombas Capilares de Cerâmica

Tabela 27 – Resumo dos testes com as bombas capilares de material cerâmico.

Data dos testes	Potências Aplicadas na Bomba Capilar Reservatório (5,4W)	Reservatório 35		Reservatório 40		Reservatório 45	
		CR 15	SR15	CR 15	SR15	CR 15	SR15
		C-5	C-5	C-5	C-5	C-5	C-5
2308_1	0/8/85/0/85/0	NF					
2308_2	0/10/0/22/0/40/0/62/0/85/0	NF					
2408_1	0/10/25/0/10/0/85/0	NF					
2408_2	0/10/0/10/2,5/10/0			NF			
2408_3	0/10/0			NF			
2508_1	0/10/0					F	
2508_2	0/2,5/10/2,5					F	
2608_1	0/22,5/2,5/6/10/22,5/16/10/16/0					F	
2608_2	0/10/15/10/15/0/10/0					F	

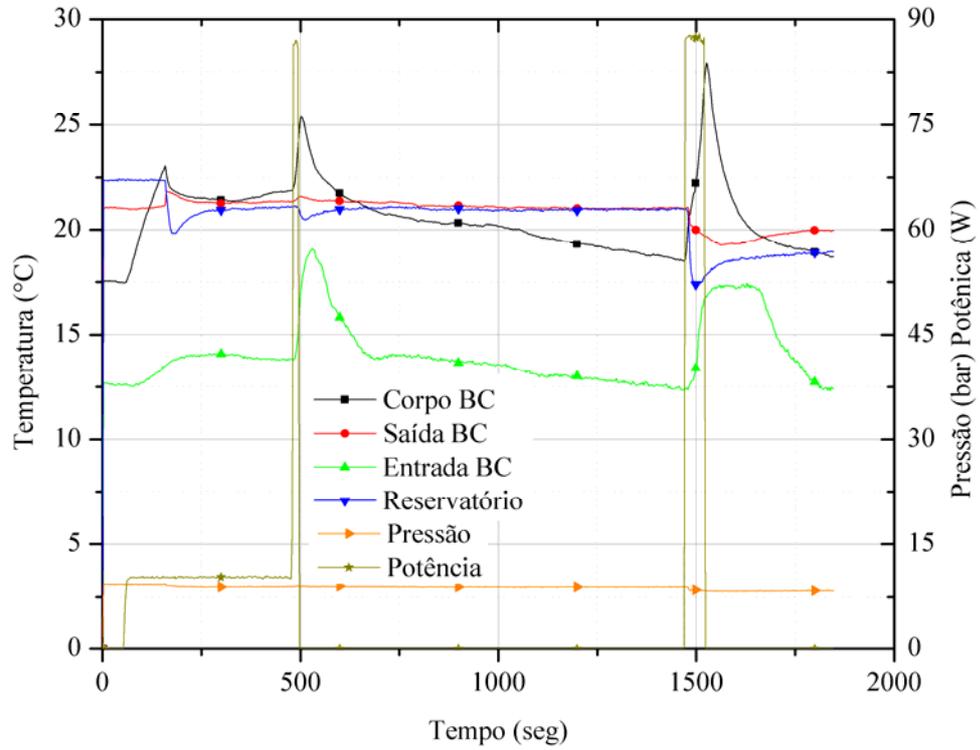


Figura 216 – Teste do dia 23/08/2004 parte 1.

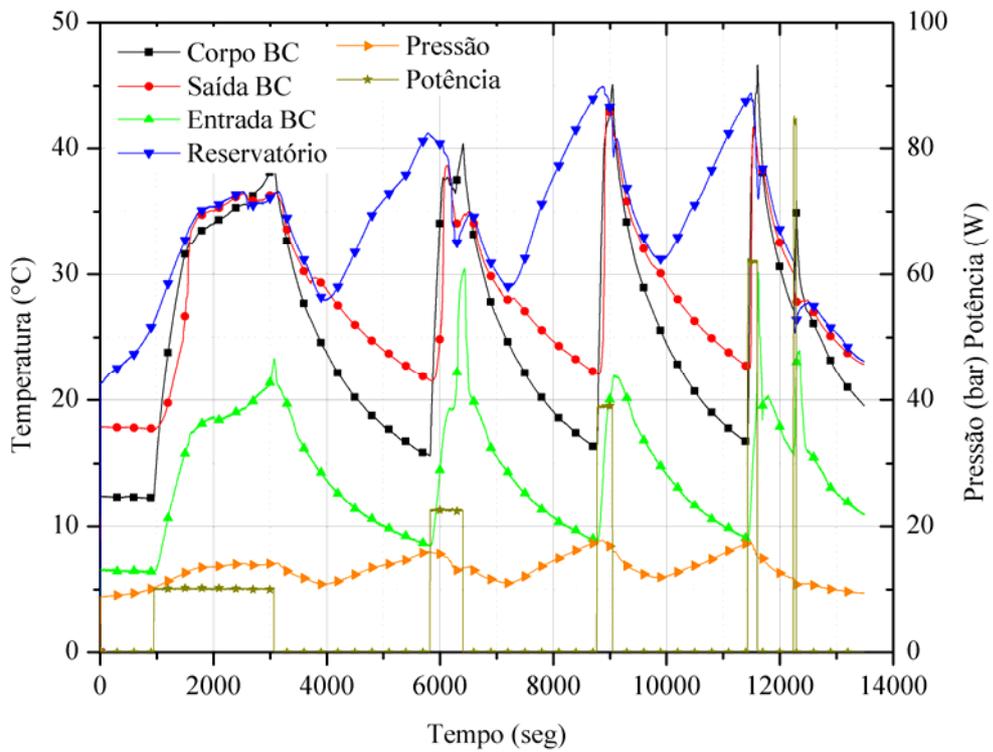


Figura 217 – Teste do dia 23/08/2004 parte 2.

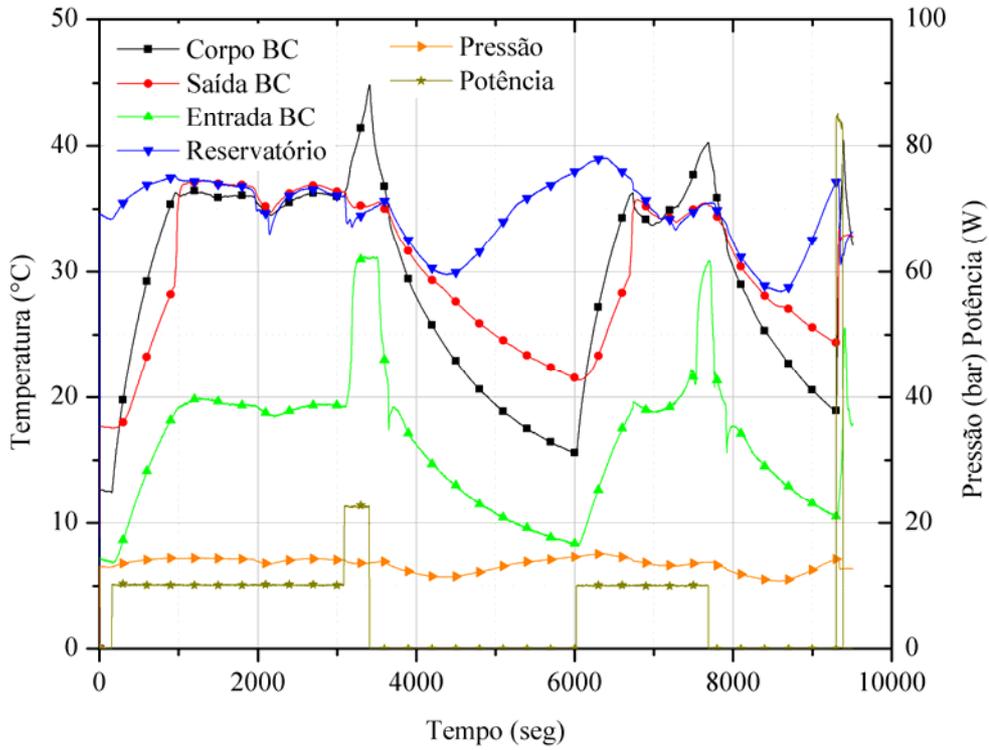


Figura 218 – Teste do dia 24/08/2004 parte 1.

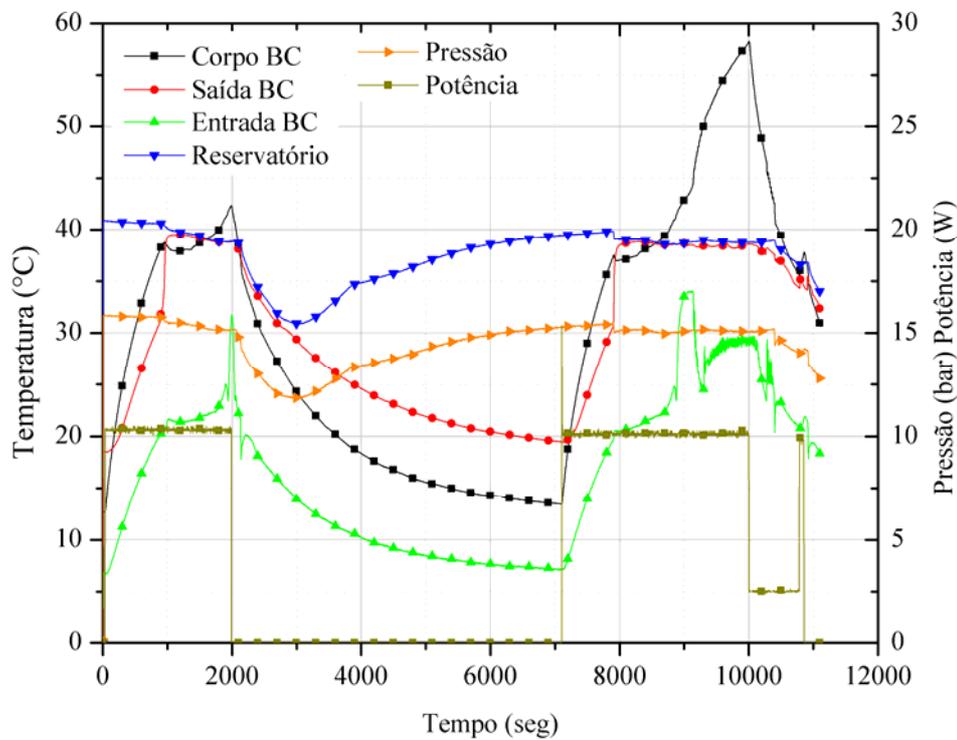


Figura 219 – Teste do dia 24/08/2004 parte 2.

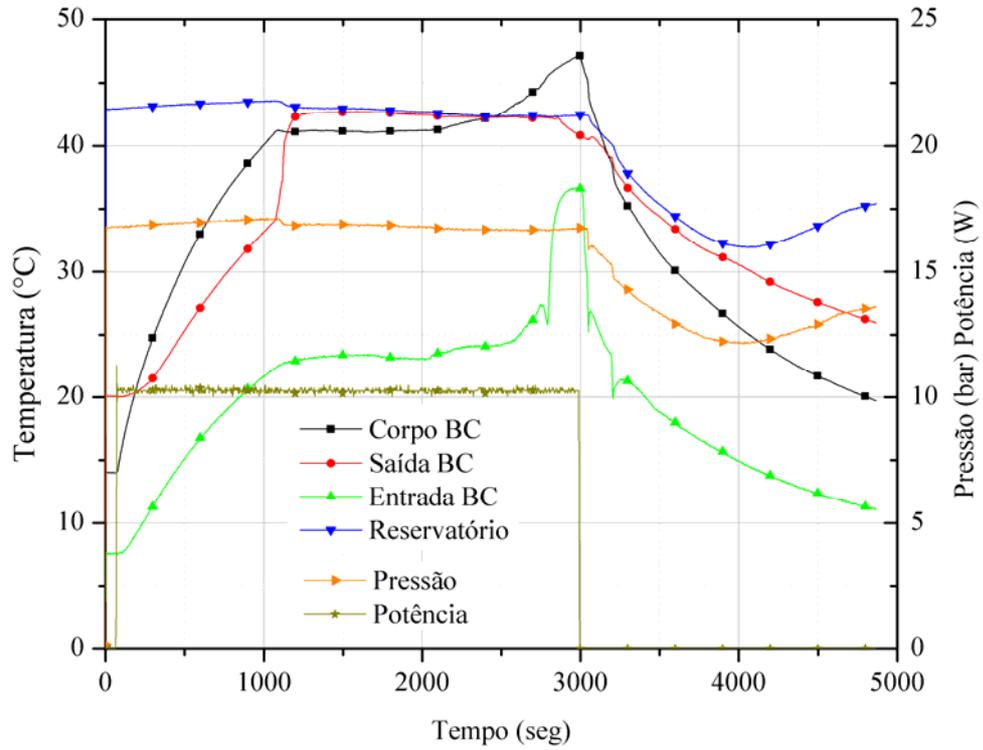


Figura 220 – Teste do dia 24/08/2004 parte 3.

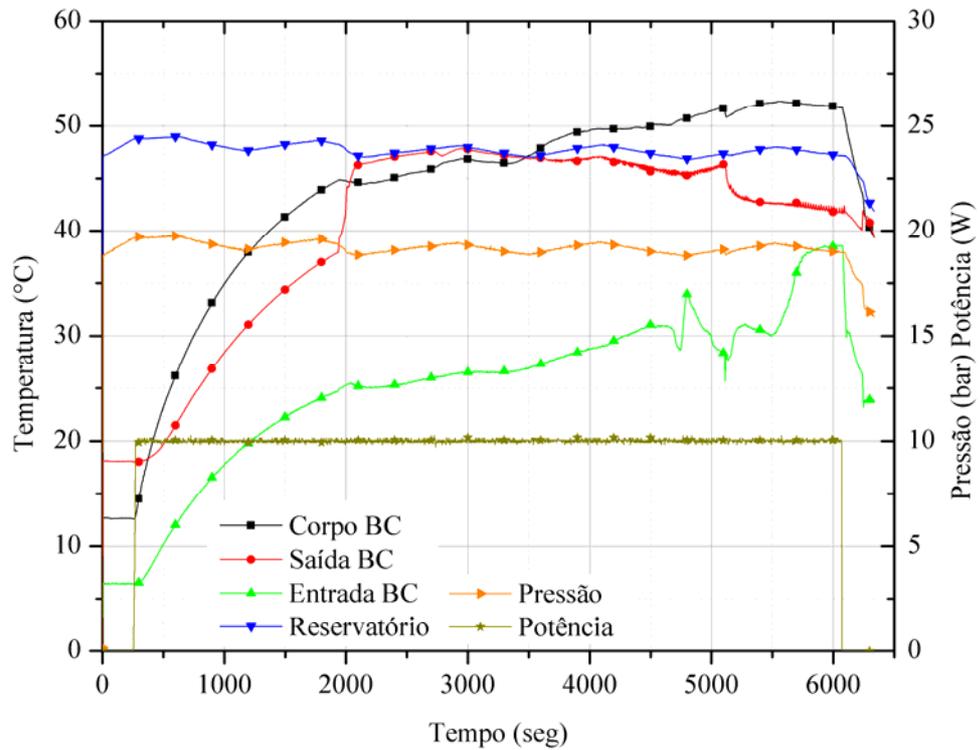


Figura 221 – Teste do dia 25/08/2004 parte 1.

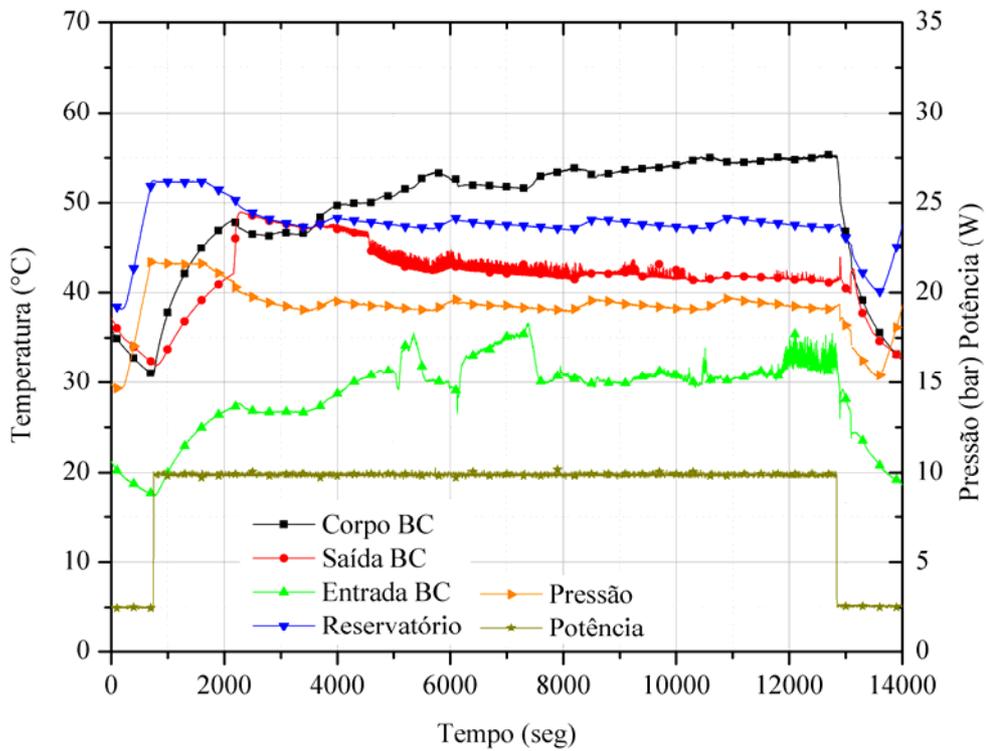


Figura 222 – Teste do dia 25/08/2004 parte 2.

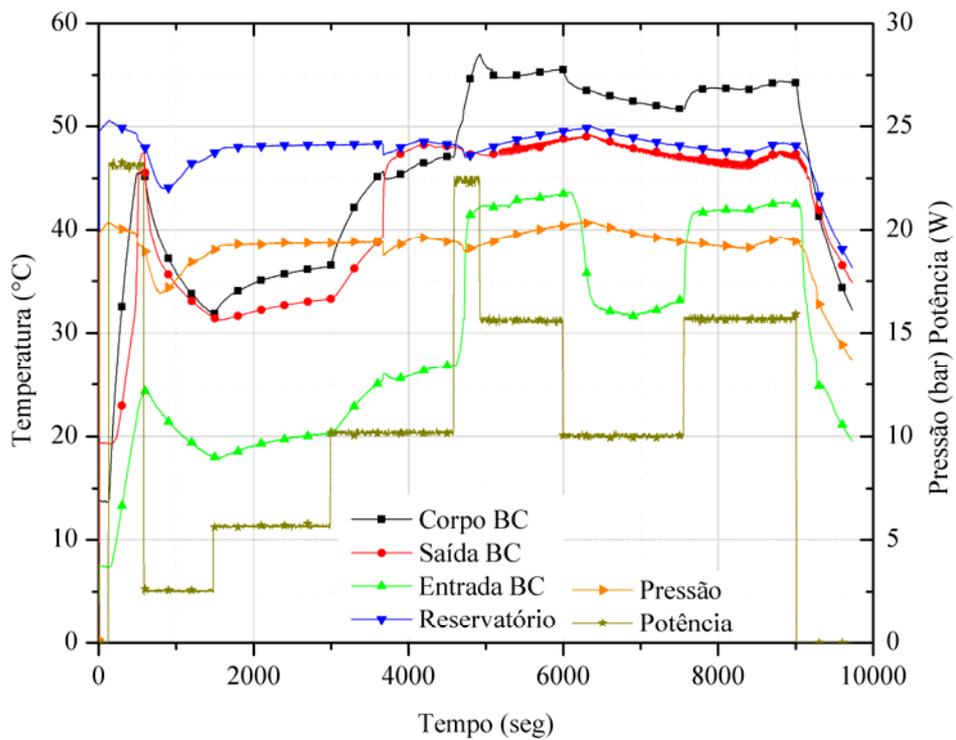


Figura 223 – Teste do dia 26/08/2004 parte 1.

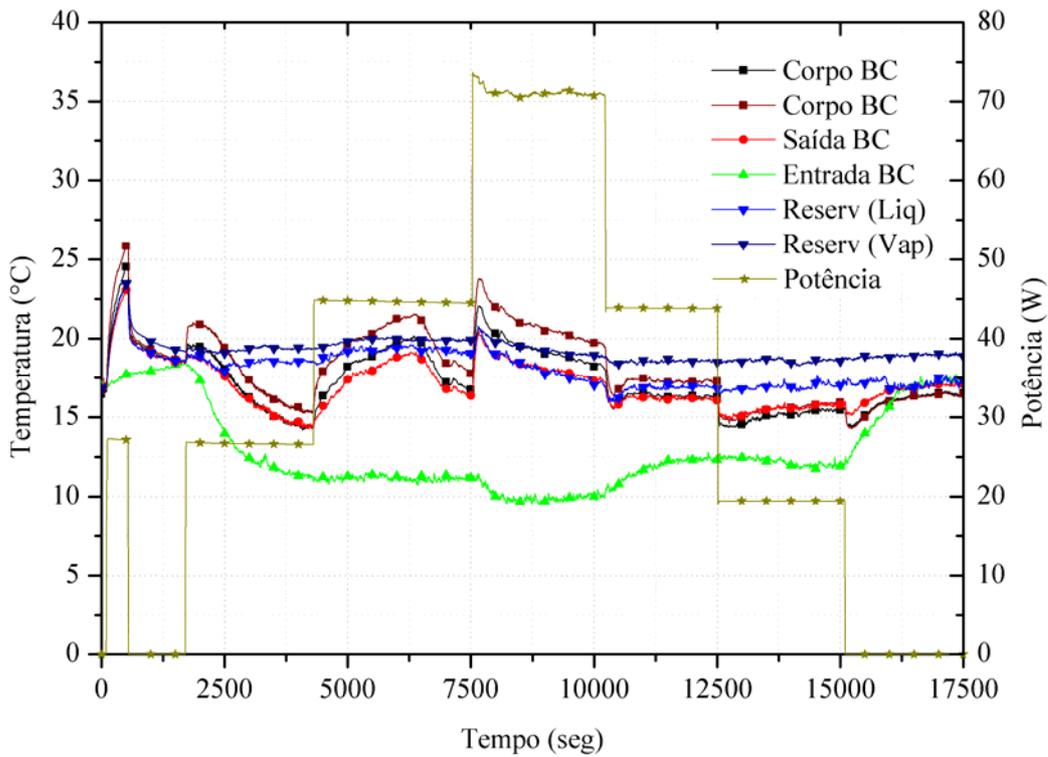


Figura 225 – Teste do dia 09/07/2004 parte 1.

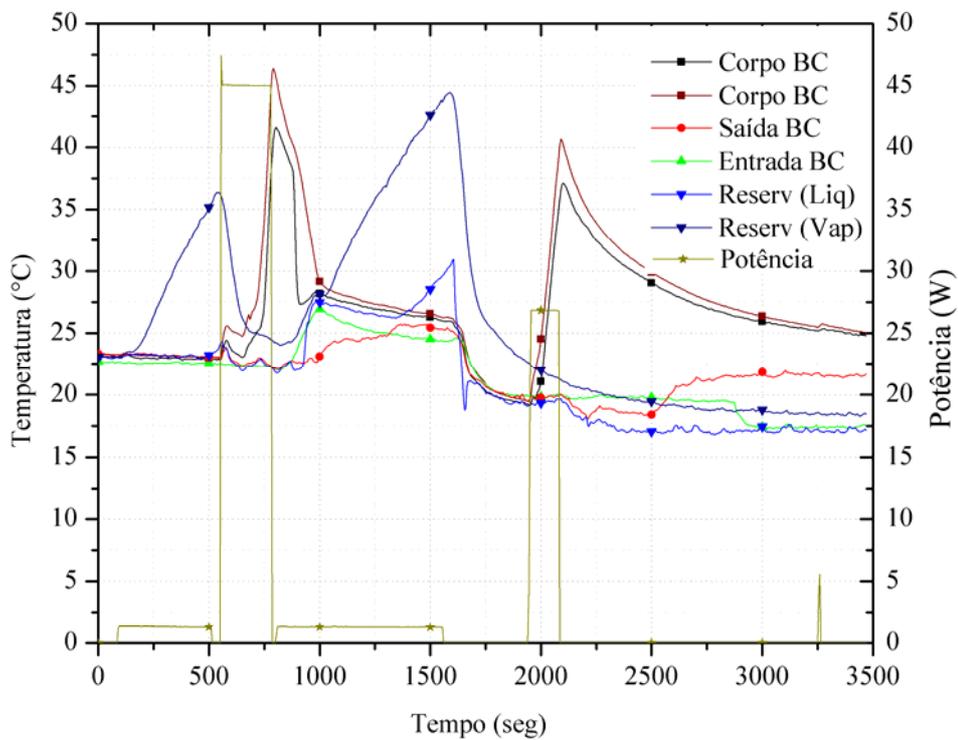


Figura 226 – Teste do dia 09/07/2004 parte 2.

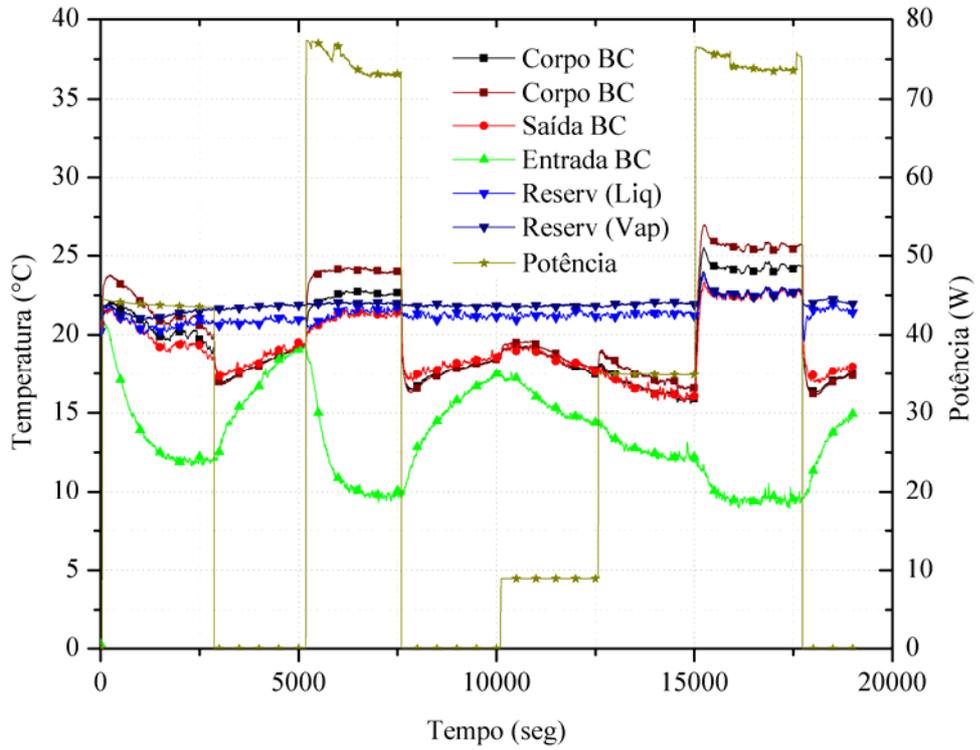


Figura 227 – Teste do dia 10/07/2004.

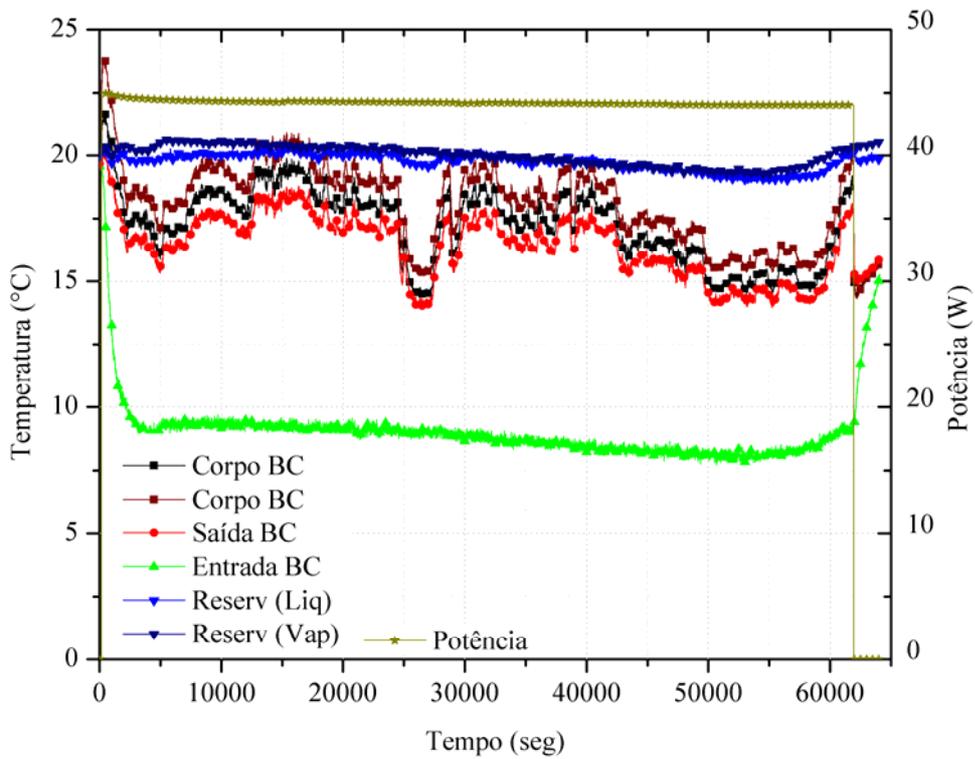


Figura 228 – Teste do dia 12/07/2004.

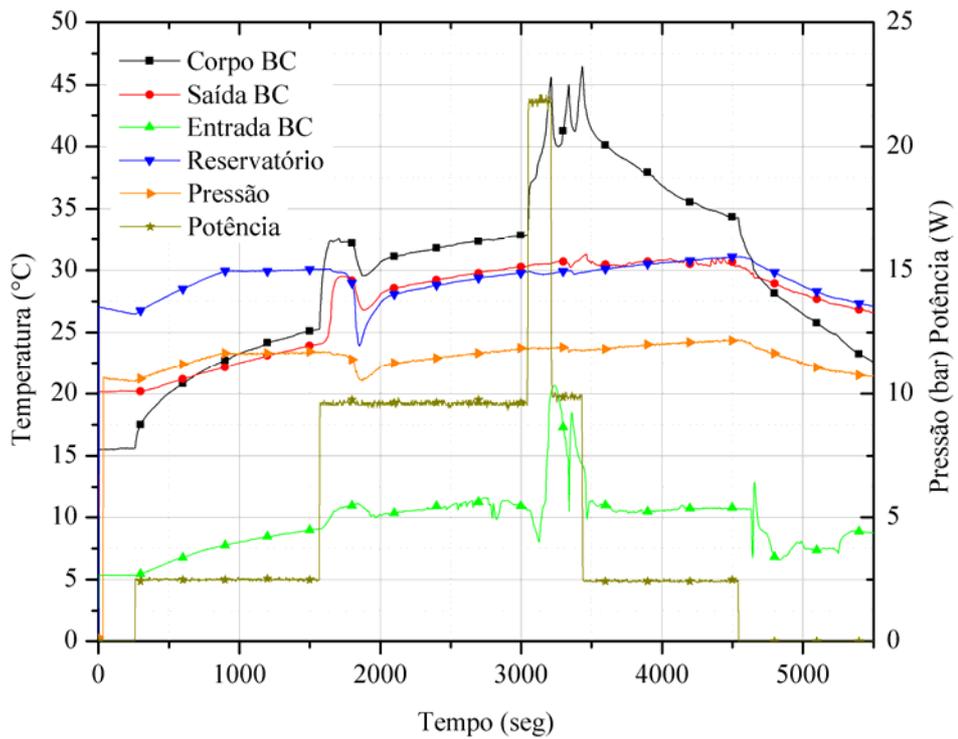


Figura 229 – Teste do dia 28/09/2004 parte 1.

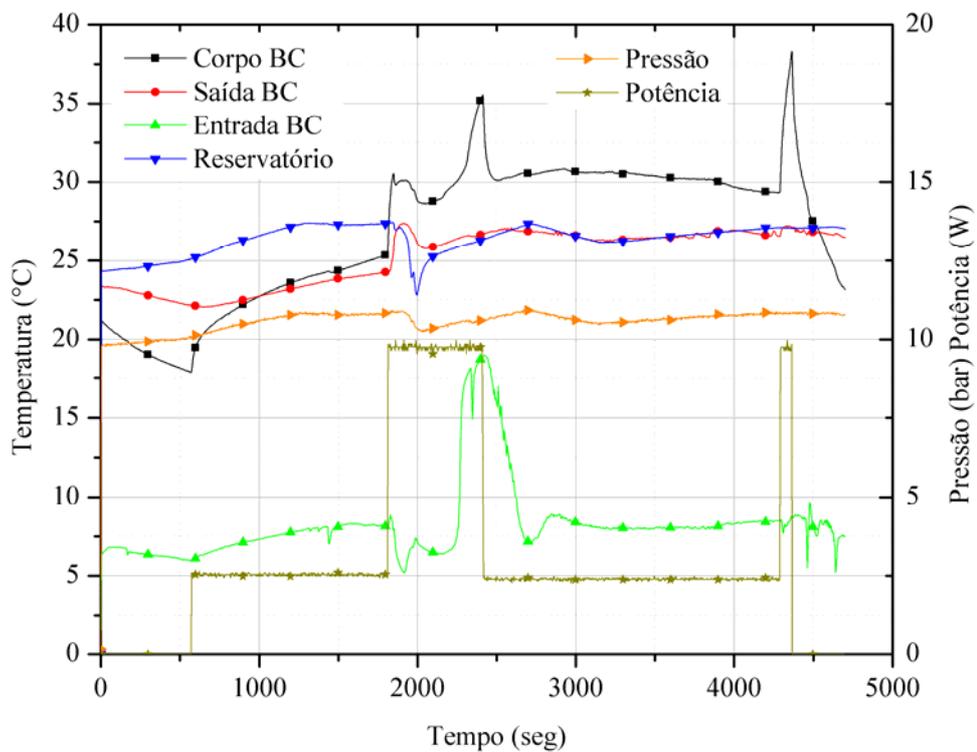


Figura 230 – Teste do dia 28/09/2004 parte 2.

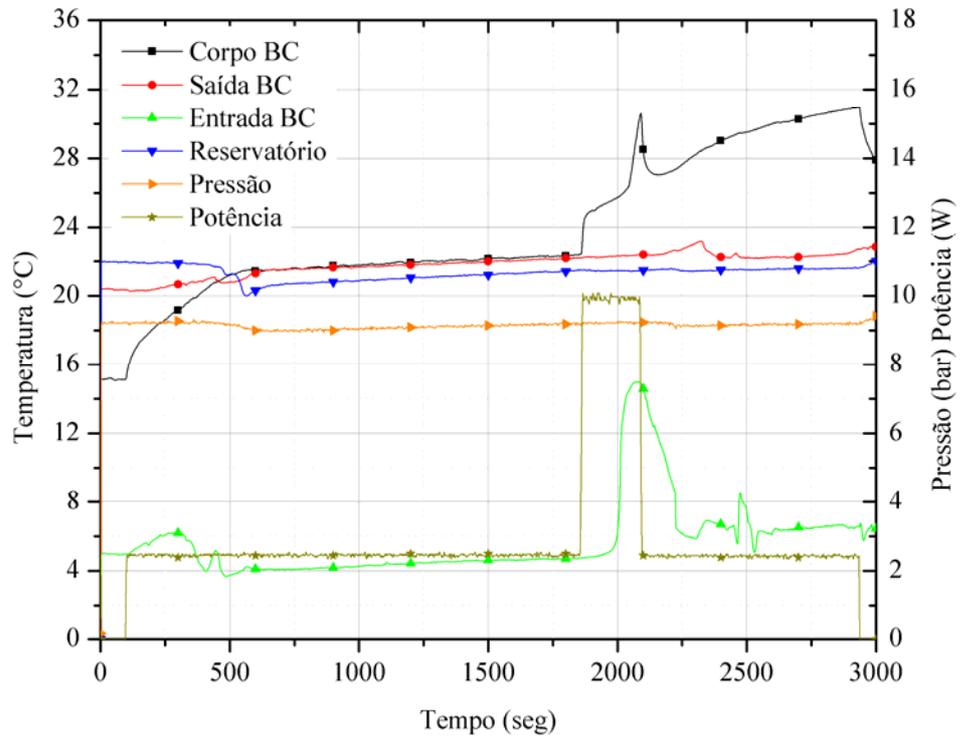


Figura 231 – Teste do dia 29/09/2004 parte 1.

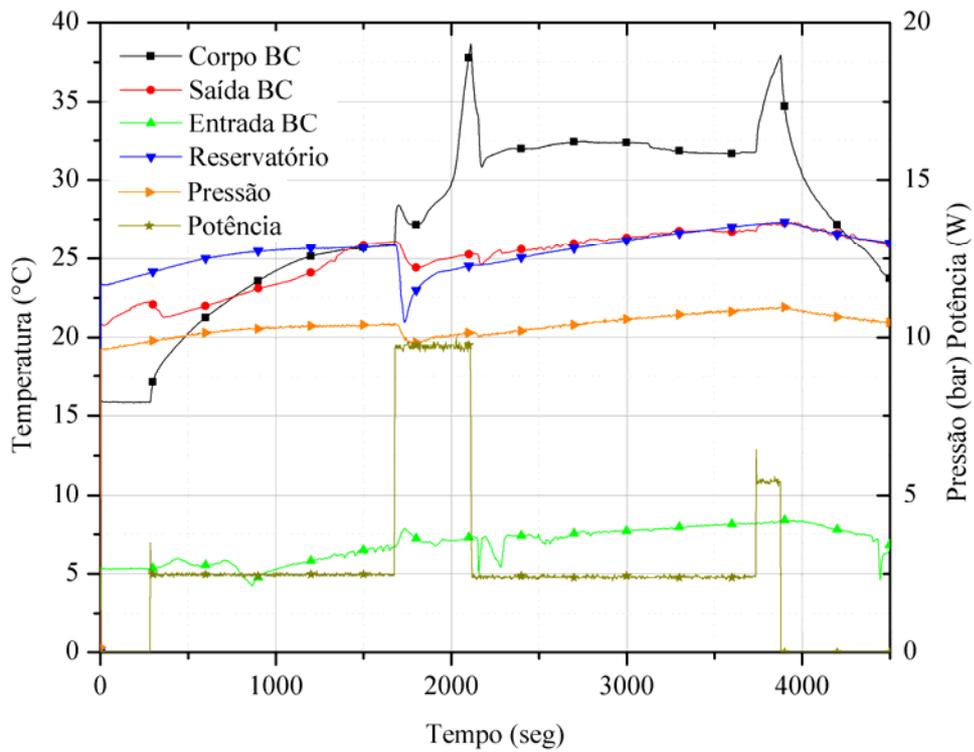


Figura 232 – Teste do dia 29/09/2004 parte 2.

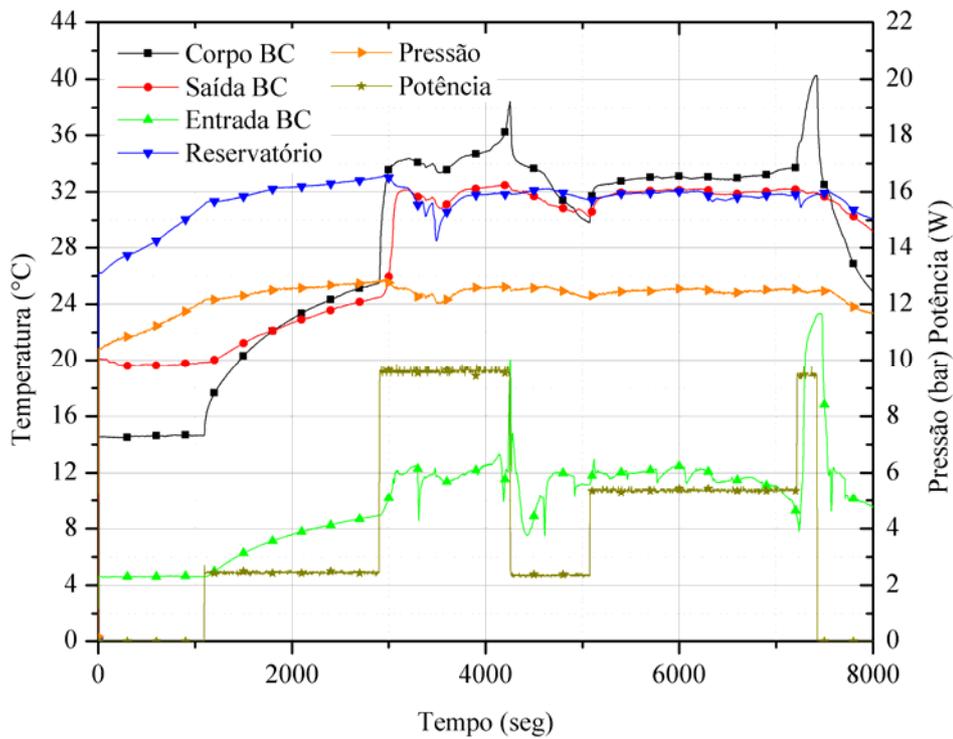


Figura 233 – Teste do dia 29/09/2004 parte 3.

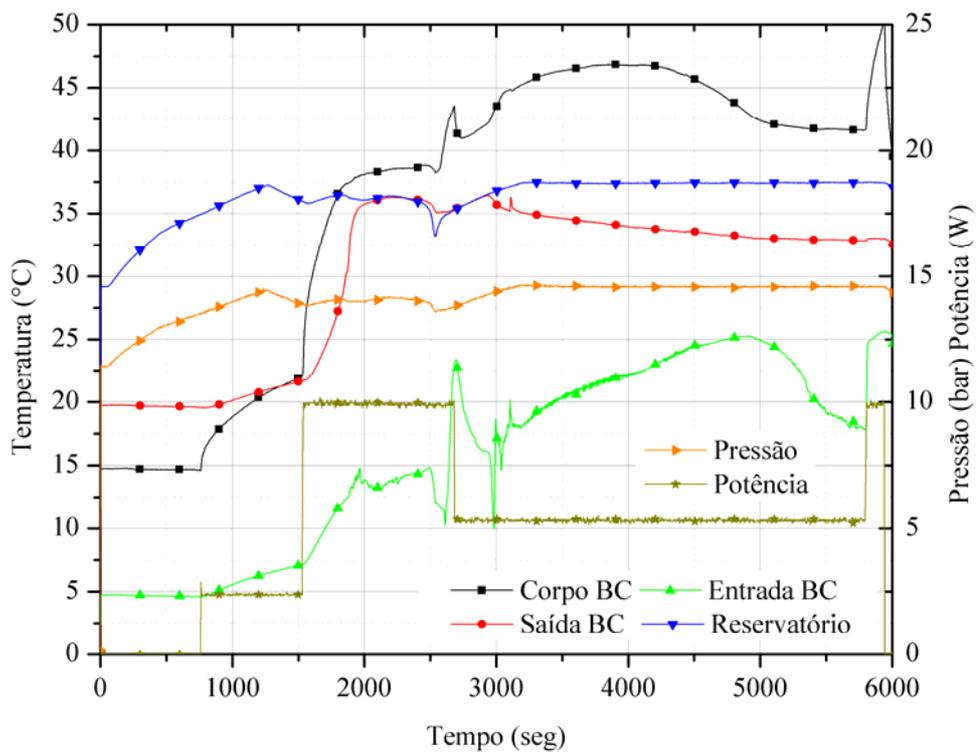


Figura 234 – Teste do dia 29/09/2004 parte 4.

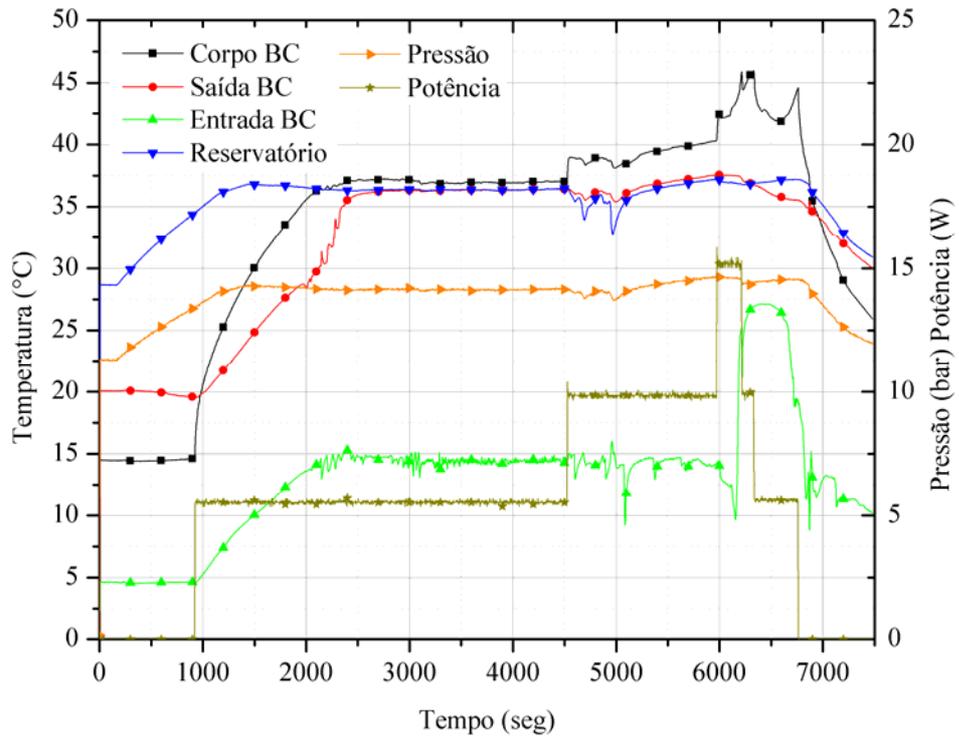


Figura 235 – Teste do dia 30/09/2004.

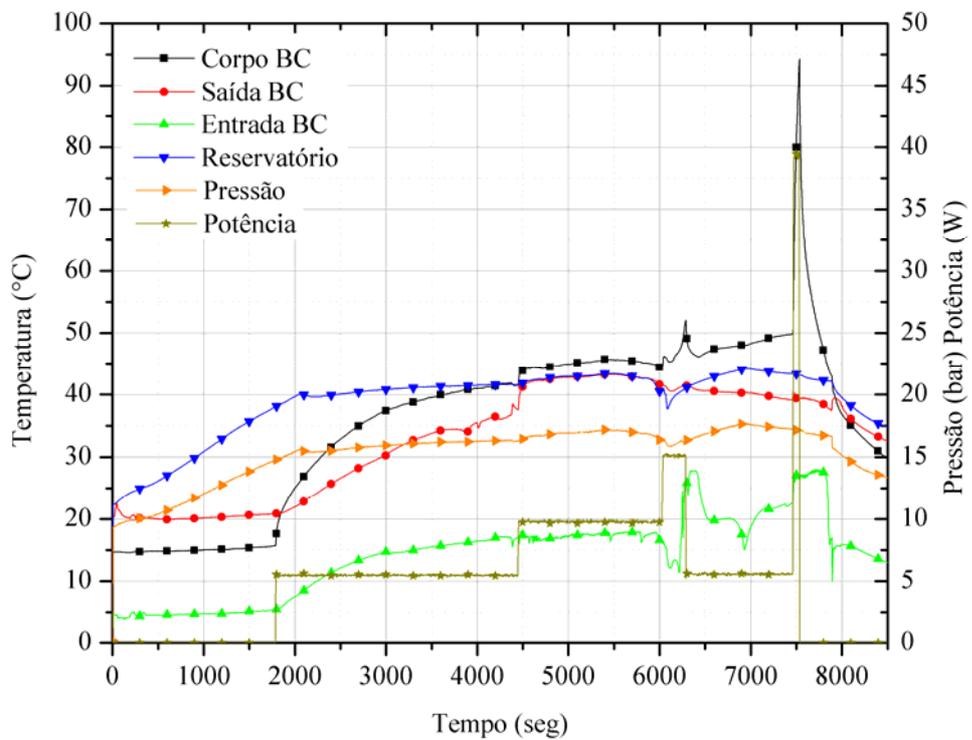


Figura 236 – Teste do dia 01/10/2004 parte 1.

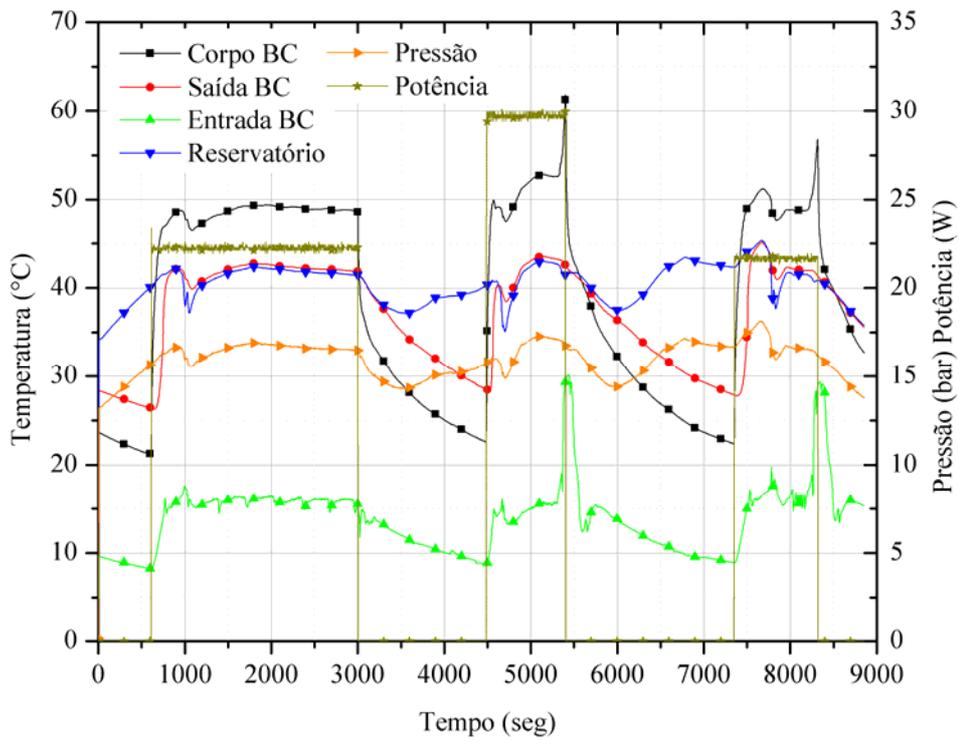


Figura 237 – Teste do dia 01/10/2004 parte 2.

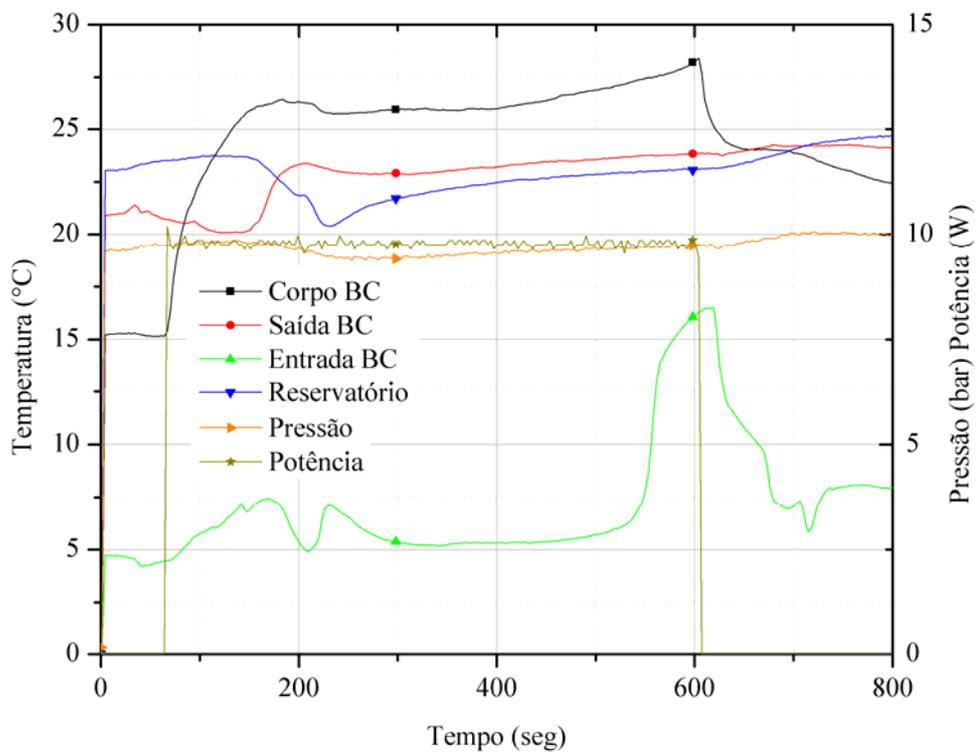


Figura 238 – Teste do dia 02/10/2004 parte 1.

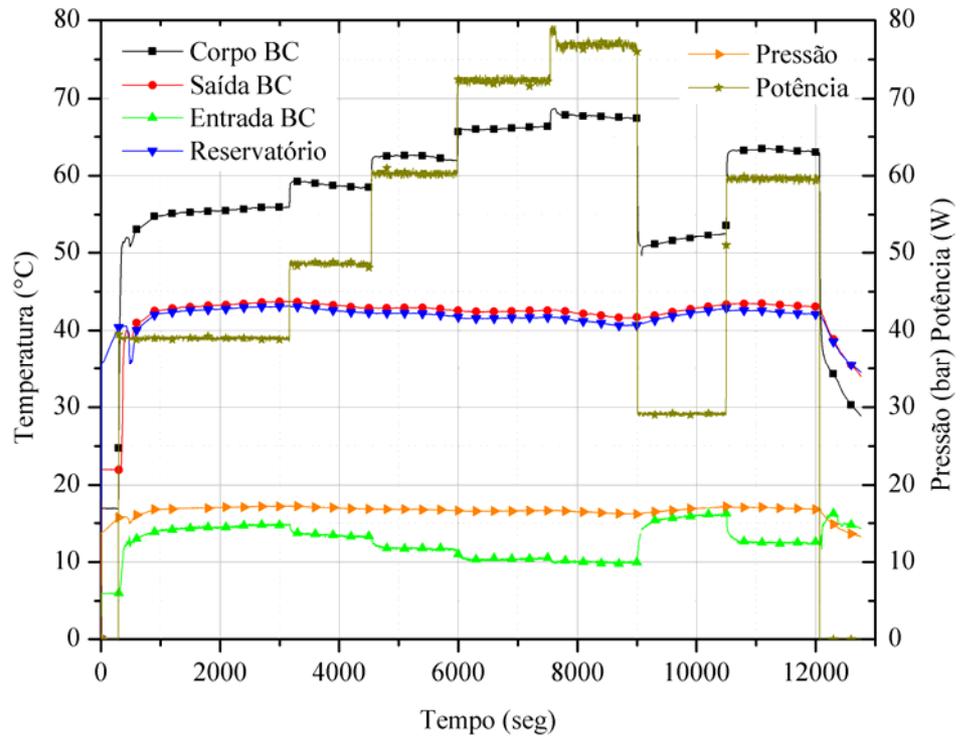


Figura 239 – Teste do dia 02/10/2004 parte 2.

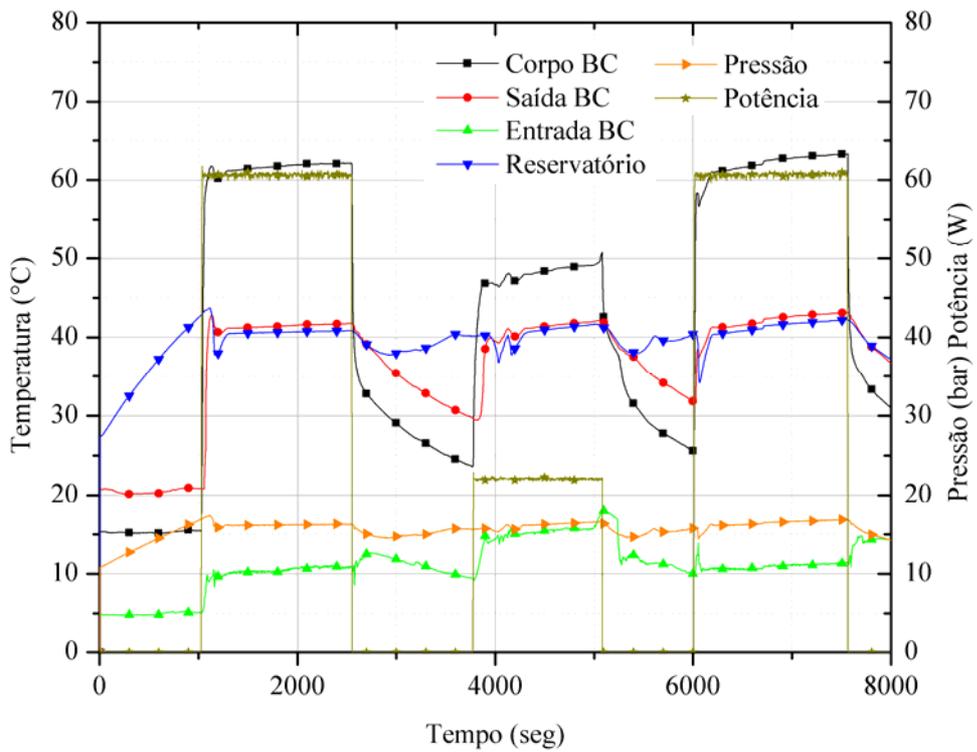


Figura 240 – Teste do dia 03/10/2004.

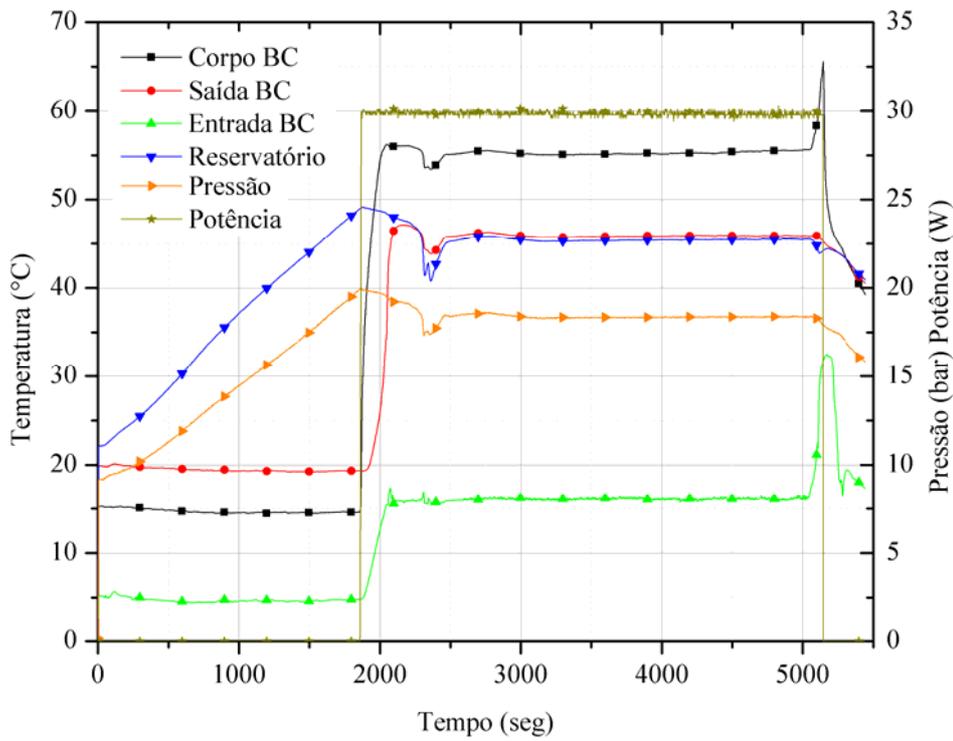


Figura 241 – Teste do dia 04/10/2004 parte 1.

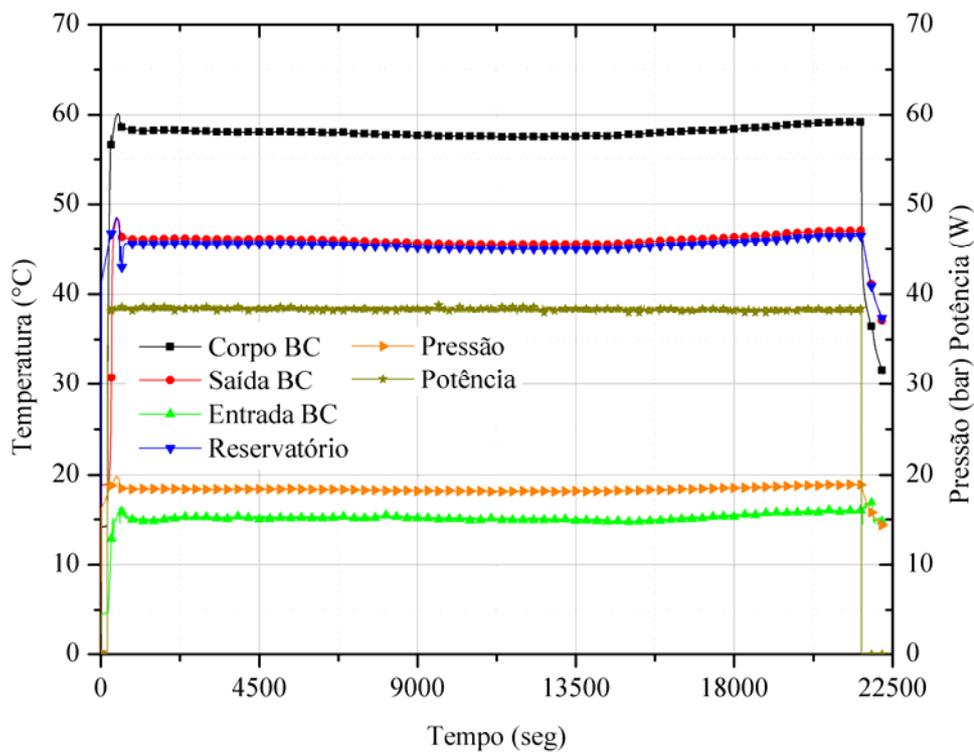


Figura 242 – Teste do dia 04/10/2004 parte 2.

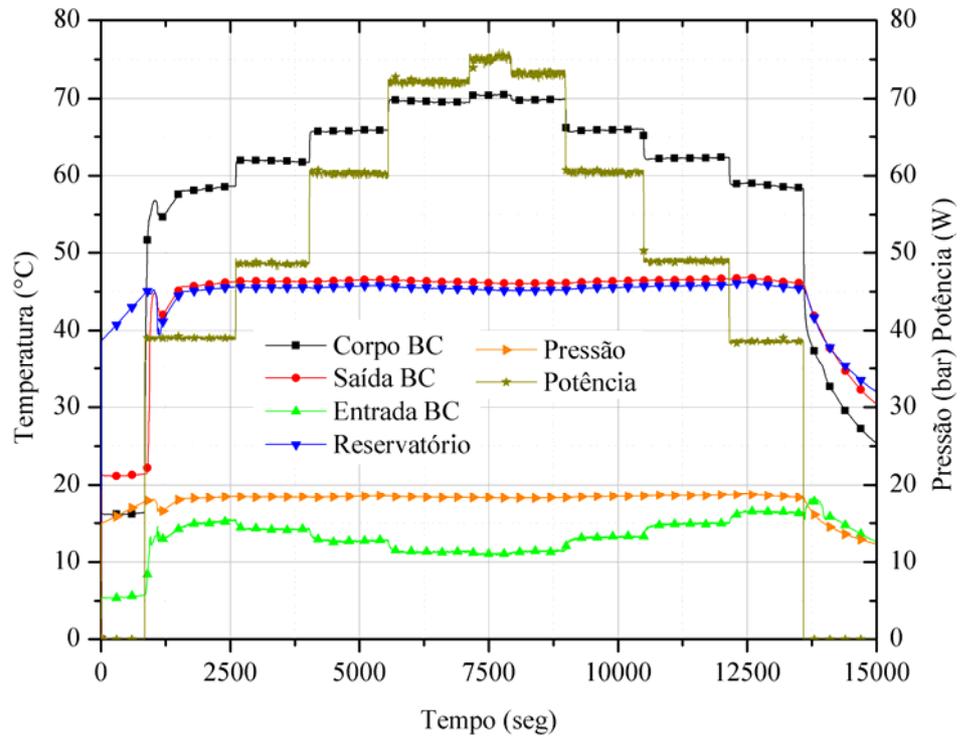


Figura 243 – Teste do dia 05/10/2004.

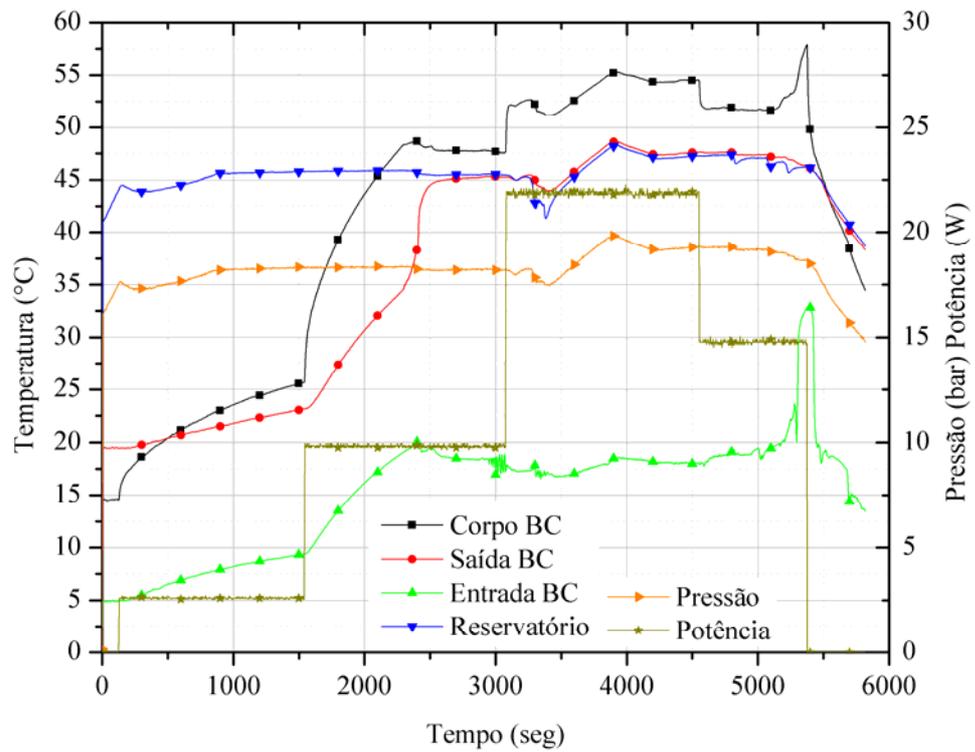


Figura 244 – Teste do dia 06/10/2004 parte 1.

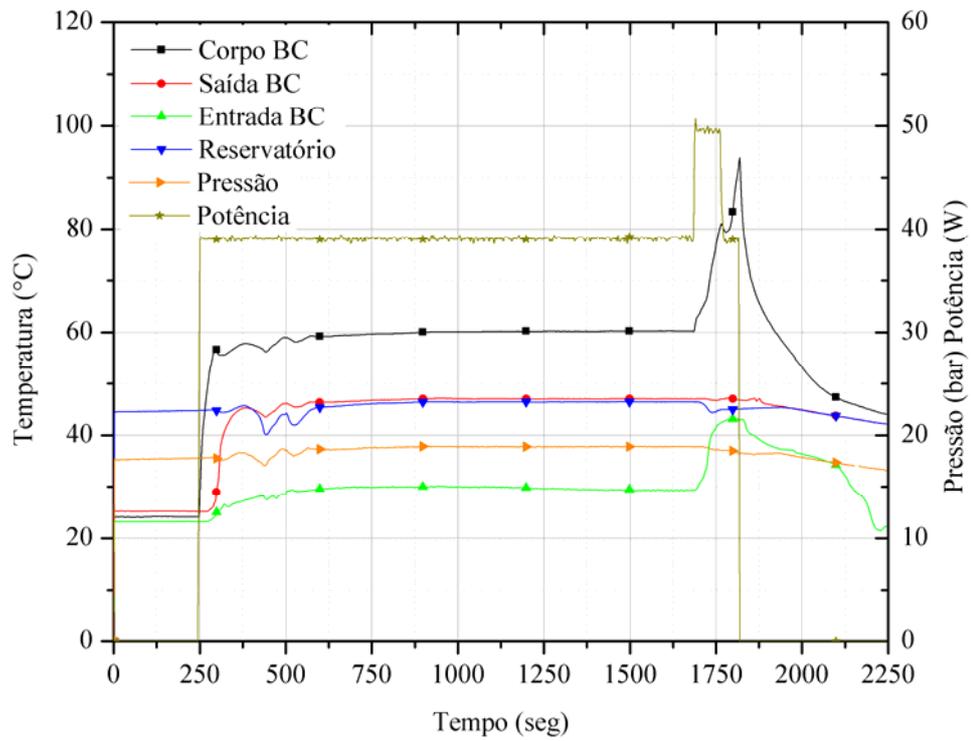


Figura 245 – Teste do dia 06/10/2004 parte 2.

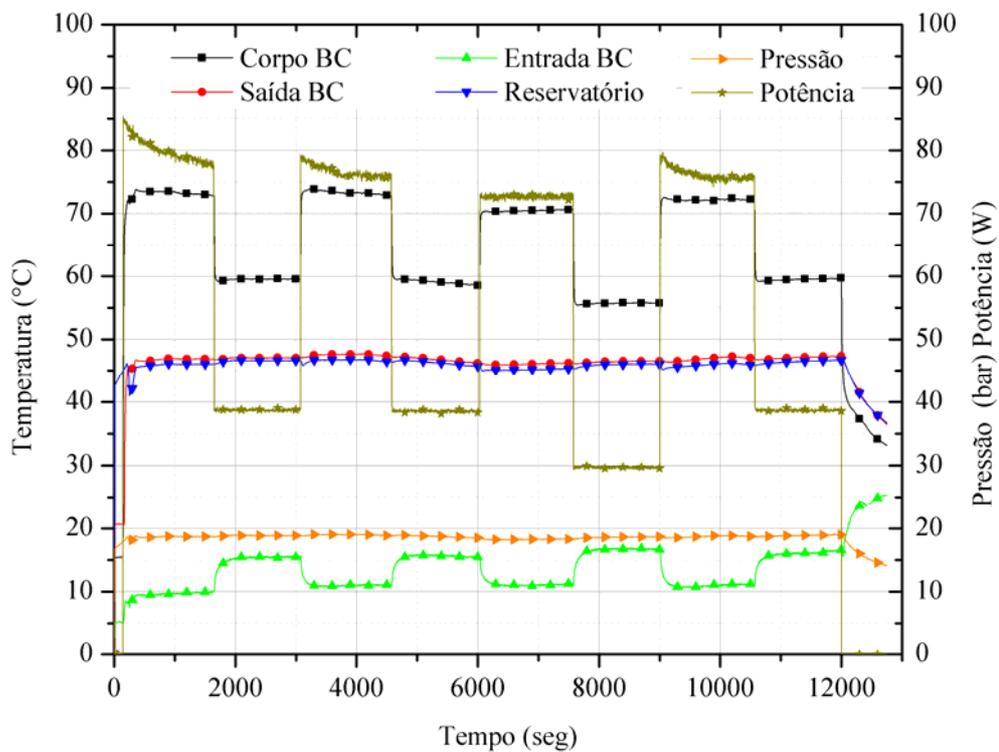


Figura 246 – Teste do dia 07/10/2004.