



MINISTÉRIO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA E INOVAÇÃO
INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS ESPACIAIS

sid.inpe.br/mtc-m21b/2014/05.07.18.30-TDI

ANÁLISE EXPERIMENTAL E TEÓRICA DE TUBOS DE CALOR PULSATIVOS EM CIRCUITOS ABERTOS

Liomar de Oliveira Cachuté

Tese de Doutorado do Curso de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia Espaciais/Mecânica Espacial e Controle, orientada pelo Dr. Roger Ribeiro Riehl, aprovada em 20 de maio de 2014.

URL do documento original:

<http://urlib.net/8JMKD3MGP5W34M/3G9DG9L>

INPE
São José dos Campos
2014

PUBLICADO POR:

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE

Gabinete do Diretor (GB)

Serviço de Informação e Documentação (SID)

Caixa Postal 515 - CEP 12.245-970

São José dos Campos - SP - Brasil

Tel.:(012) 3208-6923/6921

Fax: (012) 3208-6919

E-mail: pubtc@sid.inpe.br

CONSELHO DE EDITORAÇÃO E PRESERVAÇÃO DA PRODUÇÃO INTELLECTUAL DO INPE (RE/DIR-204):**Presidente:**

Marciana Leite Ribeiro - Serviço de Informação e Documentação (SID)

Membros:

Dr. Gerald Jean Francis Banon - Coordenação Observação da Terra (OBT)

Dr. Amauri Silva Montes - Coordenação Engenharia e Tecnologia Espaciais (ETE)

Dr. André de Castro Milone - Coordenação Ciências Espaciais e Atmosféricas (CEA)

Dr. Joaquim José Barroso de Castro - Centro de Tecnologias Espaciais (CTE)

Dr. Manoel Alonso Gan - Centro de Previsão de Tempo e Estudos Climáticos (CPT)

Dr^a Maria do Carmo de Andrade Nono - Conselho de Pós-Graduação

Dr. Plínio Carlos Alvalá - Centro de Ciência do Sistema Terrestre (CST)

BIBLIOTECA DIGITAL:

Dr. Gerald Jean Francis Banon - Coordenação de Observação da Terra (OBT)

REVISÃO E NORMALIZAÇÃO DOCUMENTÁRIA:

Maria Tereza Smith de Brito - Serviço de Informação e Documentação (SID)

Yolanda Ribeiro da Silva Souza - Serviço de Informação e Documentação (SID)

EDITORAÇÃO ELETRÔNICA:

Maria Tereza Smith de Brito - Serviço de Informação e Documentação (SID)

André Luis Dias Fernandes - Serviço de Informação e Documentação (SID)



MINISTÉRIO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA E INOVAÇÃO
INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS ESPACIAIS

sid.inpe.br/mtc-m21b/2014/05.07.18.30-TDI

ANÁLISE EXPERIMENTAL E TEÓRICA DE TUBOS DE CALOR PULSATIVOS EM CIRCUITOS ABERTOS

Liomar de Oliveira Cachuté

Tese de Doutorado do Curso de Pós-Graduação em Engenharia e Tecnologia Espaciais/Mecânica Espacial e Controle, orientada pelo Dr. Roger Ribeiro Riehl, aprovada em 20 de maio de 2014.

URL do documento original:

<<http://urlib.net/8JMKD3MGP5W34M/3G9DG9L>>

INPE
São José dos Campos
2014

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

Cachuté, Liomar de Oliveira.

C113a Análise experimental e teórica de tubos de calor pulsativos em circuitos abertos / Liomar de Oliveira Cachuté. – São José dos Campos : INPE, 2014.

xxxii + 193 p. ; (sid.inpe.br/mtc-m21b/2014/05.07.18.30-TDI)

Dissertação (Doutorado em Engenharia e Tecnologia Espaciais/Mecânica Espacial e Controle) – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2014.

Orientador : Dr. Roger Ribeiro Riehl.

1. Controle térmico. 2. Transferência de calor. 3. Tubo de calor pulsativo em circuito aberto. I.Título.

CDU 629.7:536.24



Esta obra foi licenciada sob uma Licença [Creative Commons Atribuição-NãoComercial 3.0 Não Adaptada](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/).

This work is licensed under a [Creative Commons Attribution-NonCommercial 3.0 Unported License](https://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/).

Aprovado (a) pela Banca Examinadora
em cumprimento ao requisito exigido para
obtenção do Título de **Doutor(a)** em
**Engenharia e Tecnologia Espaciais/Mecânica
Espacial e Controle**

Dr. Ricardo Varela Correa



Presidente / INPE / São José dos Campos - SP

Dr. Roger Ribeiro Riehl



Orientador(a) / INPE / SJCampos - SP

Dr. Sebastião Cardoso



Membro da Banca / INPE / Cachoeira Paulista - SP

Dr. Lamartine Nogueira Frutuoso
Guimarães



Membro da Banca / IEAv/CTA / SJCampos - SP

Dr. Rogerio Frauendorf de Faria Coimbra



Convidado(a) / UNIFEI / Itajubá - MG

Dr. Demétrio Bastos Netto



Convidado(a) / . / São José dos Campos - SP

Este trabalho foi aprovado por:

() maioria simples

unanimidade

Aluno (a): **Liomar de Oliveira Cachuté**

São José dos Campos, 20 de Maio de 2014

“Nenhum problema pode ser resolvido pelo mesmo estado de consciência que o criou. É preciso ir mais longe. Eu penso 99 vezes e nada descubro. Deixo de pensar, mergulho num grande silêncio e a verdade me é revelada”.

Albert Einstein

Dedico este trabalho

a meu pai Diomar Cachuté (in memoriam) e a minha mãe Irene Augusta de Oliveira Cachuté;

a minha esposa Cristina do Carmo Negreiros Cachuté (in memoriam) e a Caio Negreiros Cachuté, nosso filho;

as minhas irmãs Marlene de Oliveira Cachuté Paradella e Adriana de Oliveira Cachuté, ao meu amigo e cunhado Waldir Renato Paradella, as minhas sobrinhas Evelise Cachuté Paradella e Thais Cachuté Paradella, a meus sobrinhos Fernando Augusto C.G. de Souza, Marc-Henry Sandoz Paradella e a meu sobrinho neto Luca Heublin.

AGRADECIMENTOS

Os meus agradecimentos ao Prof. Dr. Roger Ribeiro Riehl pela orientação, pelo tempo dedicado, pela amizade e conhecimento compartilhado na elaboração deste trabalho.

Aos meus professores, cujos conhecimentos, orientações e lições de vida transmitidos contribuíram de forma definitiva para o meu crescimento, a minha eterna gratidão.

Aos membros da banca pelo tempo dedicado à avaliação e pela presença na apresentação deste trabalho, os meus sinceros agradecimentos.

A todas as pessoas que, de uma forma ou de outra, contribuíram para o desenvolvimento deste trabalho, em especial Rafael Barbosa, Vitor Felix Ubiratan, Cesar Steffens, Marcus Tabacnik, minha irmã Adriana de Oliveira Cachuté pela ajuda com a língua pátria, e Maria Elisabeth Torres, pelo apoio prestado, o meu muito obrigado.

À Embraer - Empresa Brasileira de Aeronáutica S.A, pelo patrocínio, sem o qual eu não teria frequentado as aulas deste curso de pós-graduação, e à Bradar Indústria S.A., pelas oportunidades oferecidas de pôr em prática aquilo que aprendi no desenrolar desta jornada, o meu reconhecimento e gratidão.

RESUMO

A função do controle térmico na área espacial é manter os componentes de um determinado sistema dentro de limites permitidos de temperatura, em todos os modos de operação, em ambientes submetidos às condições térmicas previamente determinadas. No desenvolvimento de sistemas de controle térmico inicialmente voltado para a área espacial, dispositivos com alta condutância térmica, que atuam de forma passiva, são utilizados para o transporte de calor entre sua fonte e local de dissipação conhecidos como tubos de calor, têm desempenhado um papel relevante também no controle térmico de sistemas terrestres e espaciais. Foi feita uma revisão bibliográfica abordando o estado da arte de dispositivos de controle térmico passivos tais como termossifões, circuitos de bombeamento capilar, tubos de calor circuitados e tubos de calor com condutância variável. Dentro desta categoria de dispositivos, os tubos de calor pulsativos em circuito aberto têm despertado um crescente interesse dentro da engenharia de controle térmico devido à sua fabricação relativamente simples, baixo peso, baixo custo e possibilidade de instalação em espaços reduzidos dentro de sistemas onde tais requisitos sejam fundamentais. Foram relatados casos recentes de aplicação de tubos de calor pulsativos em sistemas nas áreas espacial e de vigilância aérea e terrestre. Este trabalho investigou os componentes que constituem este dispositivo, especificações de materiais e fluidos utilizados em sua fabricação com suas respectivas abrangências e limitações. Buscou-se entender e descrever a operação, bem como os princípios fundamentais que regem os regimes de escoamento bifásicos presentes em seu funcionamento. Uma investigação experimental foi realizada através de ensaios, onde foi obtida e montada uma base de dados, devidamente registrada em gráficos, proveniente da avaliação do comportamento de diversos fluidos de trabalho previamente selecionados, operando em um tubo de calor pulsativo em circuito aberto. Com a fundamentação teórica desenvolvida a partir da investigação realizada em regimes de escoamento bifásico e da base de dados gerada através dos experimentos realizados, foram desenvolvidas ferramentas de projeto para tubo de calor pulsativo em circuito aberto. Os resultados obtidos através da aplicação das ferramentas de projeto propostas foram confrontados com aqueles obtidos nos ensaios realizados para validação e determinação da precisão resultante da sua aplicação, apresentando resultados satisfatórios dentro de uma faixa de erro de +1% (mín.) e +35,7% (máx.).

Palavras-chave: Controle térmico, Escoamento bifásico, Transporte de calor, Tubo de calor, Tubo de calor pulsativo em circuito aberto.

EXPERIMENTAL AND THEORICAL ANALYSIS OF OPEN LOOP PULSATING HEAT PIPES

ABSTRACT

The application of the thermal control in space missions is to keep the components of a particular system within permitted temperature limits, in all modes of operation and in environments subjected to thermal conditions previously stated. In the development of thermal control systems facing the space applications initially high thermal conductance devices known as heat pipes that operate passively are used to transport heat between the source to the local dissipation or heat sink, present an important role also in the thermal control of terrestrial and space systems. A literature review was performed addressing the state of the art of passive thermal control devices such as thermosyphons, capillary pumping loops, loop heat pipes and variable conductance heat pipes are some examples of passive thermal control devices. Within this category, open loop pulsating heat pipes have attracted a growing interest within the thermal control engineering due to their relative simple fabrication, low weight, low cost and it can be installed into small spaces inside of systems where they are required to transfer heat. Recent studies have reported recent cases of application of pulsating heat pipes in space missions, as well as surveillance and ground missions. This study investigated the components that comprise this device, specifications of materials and fluids used in their manufacturing with their scopes and limitations. The purpose was to understand and describe the operation as well as the fundamental principles governing the two-phase flow regimes present in operation of open loop pulsating heat pipes. An experimental research was carried out by testing, which was obtained and assembled a database, duly registered in graphs derived from the evaluation of the behavior of different working fluids previously selected operating in an open loop pulsating heat pipe. With the theoretical framework developed from the research carried out in two-phase flow and database generated through the experimental procedures, arrangements were made to establish the necessary tools for open loop pulsating heat pipes development. The results obtained by applying the tools of this project proposals were compared with the obtained results during tests performed to validate the accuracy and determination on its application, presenting satisfactory results within an errors of 1% (min.) and 35,7% (max.).

Keywords: Thermal control, Two-phase flow, Heat transport, Heat pipe, Open loop pulsating heat pipe.

LISTA DE FIGURAS

Pág.

Figura 1.1 - Tubo Perkins.....	4
Figura 1.2 - Unidade de refrigeração proposta por R.S.Gaugler.....	5
Figura 1.3 - Tubo de calor (<i>Heat Pipe</i> - HP).....	8
Figura 1.4 - Malha e tubo.	9
Figura 1.5 – Malha em metal sinterizado.	9
Figura 1.6 - Estrutura e funcionamento de um tubo de calor.	10
Figura 1.7 - Tubo de calor em sistema de resfriamento.	11
Figura 1.8 - Funcionamento de um termossifão.....	12
Figura 1.9 - Termossifões empregados em oleoduto.	13
Figura 1.10 - Circuito de bombeamento capilar.....	14
Figura 1.11 - Esquema de circuito de bombeamento capilar.	14
Figura 1.12 - Componentes de LHP.....	16
Figura 1.13 - Esquema de LHP.	17
Figura 1.14 - Tubo de calor com condutância variável.....	19
Figura 2.1 - Tubo de calor pulsativo descrito por Akachi.....	21
Figura 2.2 - Tubo de calor pulsativo em circuito aberto OLPHP.....	23
Figura 2.3 - Tubos de calor pulsativos em circuito aberto OLPHP.....	23
Figura 2.4 - Tubo de calor pulsativo em circuito fechado CLPHP.....	24
Figura 2.5 - Esquema de um OLPHP.....	26
Figura 2.6 - Ciclo termodinâmico de um OLPHP.....	26
Figura 2.7 - Ciclo termodinâmico de um OLPHP.....	28
Figura 2.9 - Figuras de Mérito para fluidos de trabalho.....	38
Figura 2.10 - Efeito da carga de fluido na operação de CLPHP.....	40
Figura 2.11 - Processo de secagem do fluido de trabalho na região do evaporador.	41
Figura 2.13 - Modelo do satélite com painéis abertos.	46
Figura 2.14 - Arranjo de OLPHPs instalados em painéis de modelo de satélite.	47
Figura 2.15 - Bobina HTS resfriada por PHP.	48

Figura 2.16 - Modelo de OLPHP.	49
Figura 2.17 - Modelo de OLPHP.	50
Figura 2.18 - Desempenho do Modelo de PHP com Ne.	51
Figura 2.19 - OLPHP integrado a dissipador de calor.	53
Figura 2.20 - OLPHP integrado ao dissipador de calor.	54
Figura 2.21 - Imagem infravermelha do OLPHP em operação.	54
Figura 2.22 - OLPHP integrado ao dissipador de calor.	55
Figura 3.1 - Variação da densidade molecular ao longo da interface.	60
Figura 3.4 - Ângulos de contato.	64
Figura 3.5 - Diferença de pressão capilar em tubo cilíndrico inserido em líquido.	65
Figura 3.6 - Modelo idealizado de escoamento bifásico em tubo com seção transversal.	66
Figura 3.7 - Regimes de escoamentos bifásicos na orientação vertical.	70
Figura 3.8 - Exemplo de mapa de regimes de fluxos bifásicos na orientação vertical.	72
Figura 3.9 - Regimes de escoamentos bifásicos na orientação horizontal.	74
Figura 3.10 - Mapa de regimes bifásicos na orientação horizontal.	75
Figura 3.11 - Circuito térmico da região do evaporador do OLPHP.	81
Figura 3.12 - Circuito térmico da região adiabática do OLPHP.	83
Figura 4.1 - OLPHP construído em tubo de cobre.	85
Figura 4.2 - OLPHP construído para testes.	87
Figura 4.3 - Montagem para teste de OLPHP.	89
Figura 4.4 - Temperaturas no OLPHP contendo 30% de acetona na orientação horizontal.	92
Figura 4.5 - Temperaturas no OLPHP contendo 50% de acetona na orientação horizontal.	93
Figura 4.6 - Temperaturas no OLPHP contendo 80% de acetona na orientação horizontal.	94
Figura 4.7 - Temperaturas no OLPHP contendo 30% de álcool etílico na orientação horizontal.	96
Figura 4.8 - Temperaturas no OLPHP contendo 50% de álcool etílico na	

orientação horizontal.	97
Figura 4.9 - Temperaturas no OLPHP contendo 80% de álcool etílico na orientação horizontal.	98
Figura 4.10 - Temperaturas no OLPHP contendo 30% de álcool metílico na orientação horizontal.	99
Figura 4.10 - Temperaturas no OLPHP contendo 50% de álcool metílico na orientação horizontal.	100
Figura 4.12 - Temperaturas no OLPHP contendo 80% de álcool metílico na orientação horizontal.	101
Figura 4.14 - Temperaturas no OLPHP contendo 30% de acetona na orientação vertical.	103
Figura 4.14 - Temperaturas no OLPHP contendo 50% de acetona na orientação vertical.	105
Figura 4.15 - Temperaturas no OLPHP contendo 80% de acetona na orientação vertical.	106
Figura 4.16 - Temperaturas no OLPHP contendo 30% de álcool etílico na orientação vertical.	108
Figura 4.17 - Temperaturas no OLPHP contendo 50 % de álcool etílico na orientação vertical.	109
Figura 4.18 - Temperaturas no OLPHP contendo 80 % de álcool etílico na orientação vertical.	110
Figura 4.19 - Temperaturas no OLPHP contendo 30 % de álcool metílico na orientação vertical.	111
Figura 4.20 - Temperaturas no OLPHP contendo 50 % de álcool metílico na orientação vertical.	112
Figura 4.21 - Temperaturas no OLPHP contendo 80 % de álcool metílico na orientação vertical.	113
Figura 5.1 - Relação de Clapeyron para potenciais fluidos de trabalho.	122
Figura 5.2 - Bolhas de vapor (<i>plug</i>) e coluna de líquido (<i>slug</i>) em OLPHP.	123
Figura 5.3 - Diâmetros internos máximos permitidos para OLPHP.	126
Figura 5.4 - Número de Eötvos para diversos fluidos.	128
Figura 5.5 - Velocidades superficiais de vapor para fluidos de trabalho na	

orientação horizontal.	130
Figura 5.6 - Velocidades superficiais críticas de vapor para fluidos de trabalho na orientação vertical.	132
Figura 5.7 - Fluxo de calor mínimo necessário para atingir a velocidade de vapor crítica para acetona na orientação horizontal.	135
Figura 5.8 - Fluxo de calor mínimo necessário para atingir a velocidade de vapor crítica para álcool etílico na orientação horizontal.	137
Figura 5.9 - Fluxo de calor mínimo necessário para atingir a velocidade de vapor crítica para álcool metílico na orientação horizontal.	138
Figura 5.10 - Fluxo de calor mínimo necessário para atingir a velocidade de vapor crítica para acetona na orientação vertical.	141
Figura 5.11 - Fluxo de calor mínimo necessário para atingir a velocidade de vapor crítica para álcool etílico na orientação vertical.	143
Figura 5.12 - Fluxo de calor mínimo necessário para atingir a velocidade de vapor crítica para álcool metílico na orientação vertical.	144
Figura 5.13 - Temperaturas mínimas na parede do tubo para diversos fluidos.	147
Figura 5.15 - Comparação $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{máxteórica}}$ para acetona orientação horizontal.	155
Figura 5.16 - Comparação $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{teórica}}$ para acetona orientação vertical.	157
Figura 5.17 - Comparação $q_{\text{máxexp}}$ x $q_{\text{teórica}}$ para álcool etílico na orientação horizontal.	158
Figura 5.18 - Comparação $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{máxteórica}}$ para álcool etílico na orientação vertical.	160
Figura 5.19 - Comparação $q_{\text{máxexp}}$ x $q_{\text{máxteórica}}$ para álcool metílico na orientação horizontal.	162
Figura 5.20 - Comparação $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{máxteórica}}$ para álcool metílico na orientação vertical.	163

LISTA DE TABELAS

Pág.

Tabela 2.1 – Testes de compatibilidade entre fluidos e tubos.....	32
Tabela 2.2 - Temperaturas de fluidos utilizados em tubos de calor.	35
Tabela 2.3 - Características do PHP construído em placas	51
Tabela 4.1 - Cargas térmicas máximas atingidas nos ensaios realizados.	115
Tabela 4.2 - Cargas térmicas máximas atingidas nos ensaios realizados.	115
Tabela 4.3 - Cargas térmicas máximas atingidas nos ensaios realizados.	115
Tabela 4.4 - Cargas térmicas máximas por área obtidas nos ensaios realizados	116
Tabela 4.5 - Cargas térmicas máximas por área obtidas nos ensaios realizados.	116
Tabela 4.6 - Cargas térmicas máximas por área obtidas nos ensaios realizados	117
Tabela 5.1 - Relação de Clapeyron para diversos fluidos de trabalho.	121
Tabela 5.2 - Diâmetros críticos em OLPHPs com diversos fluidos de trabalho.	125
Tabela 5.3 - Números de Eötvos para OLPHP utilizando diversos fluidos de trabalho.	127
Tabela 5.4 - Velocidades superficiais críticas de vapor na orientação horizontal.	129
Tabela 5.5 - Velocidades superficiais críticas para fluidos na orientação vertical.	131
Tabela 5.6 - Fluxo de calor mínimo na orientação horizontal.....	135
Tabela 5.7 - Fluxo de calor mínimo na orientação horizontal.....	136
Tabela 5.8 - Fluxo de calor mínimo na orientação horizontal.....	138
Tabela 5.9 - Fluxo de calor mínimo na orientação vertical.	140
Tabela 5.10 - Fluxo de calor mínimo na orientação vertical.	142
Tabela 5.11 - Fluxo de calor mínimo na orientação vertical.	143
Tabela 5.12 - Temperaturas mínimas na parede do tubo para início de operação.	146
Tabela 5.13 - Velocidades superficiais mínimas para coalescência de bolhas.	148
Tabela 5.14 - Condutâncias térmicas determinadas através dos ensaios	

realizados.	151
Tabela 5.15 - Condutâncias térmicas determinadas através dos ensaios realizados.	151
Tabela 5.16 - Condutâncias térmicas determinadas através dos ensaios realizados.	152
Tabela 5.17 - Condutâncias térmicas determinadas através dos ensaios realizados.	152
Tabela 5.18 - Condutâncias térmicas determinadas através dos ensaios realizados.	153
Tabela 5.19 - Condutâncias térmicas determinadas através dos ensaios realizados.	153
Tabela 5.20 - Parâmetros de projeto de OLPHP com acetona na orientação horizontal.	155
Tabela 5.21 - Parâmetros de projeto de OLPHP com acetona na orientação vertical.	156
Tabela 5.22 - Parâmetros de projeto de OLPHP com álcool etílico orientação horizontal.	158
Tabela 5.23 - Parâmetros de projeto de OLPHP com álcool etílico na orientação vertical.	159
Tabela 5.24 - Parâmetros de projeto de OLPHP com álcool metílico orientação horizontal.	161
Tabela 5.25 - Parâmetros de projeto de OLPHP com álcool metílico orientação vertical.	163
Tabela A.1 – Propriedades termofísicas da acetona.	181
Tabela A.2 – Propriedades termofísicas da água.	181
Tabela A.3 – Propriedades termofísicas do álcool etílico.	182
Tabela A.4 – Propriedades termofísicas do álcool metílico.	182
Tabela A.5 – Propriedades termofísicas do álcool isopropílico.	183
Tabela C.1 – Classificação dimensional de canais.	189

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AISI	American Iron and Steel Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
BS	British Standards (BS-5500)
CLPHP	Closed Loop Pulsating Heat Pipe
CPL	Capillary Pumped Loop
HFC	Hidrofluorcarbono
HP	Heat Pipe
HTS	High Temperature Superconducting
L	Low carbon version (para aço inoxidável AISI classeL)
LHP	Loop Heat Pipe
NR	Norma Regulamentadora
OLPHP	Open Loop Pulsating Heat Pipe
PHP	Pulsating Heat Pipe
VCHP	Variable Conductance Heat Pipe

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, m ²
A _{aquec}	Área do aquecedor, m ²
A _l	Área ocupada por líquido, m ²
A _v	Área ocupada por vapor, m ²
Bo	Número de Bond
C	Condutância térmica, W/°C
C _{global}	Condutância térmica global, W/°C
C _{olphp}	Condutância térmica do OLPHP, W/°C
C _p	Calor específico a pressão constante, kJ/kg.K
C _v	Calor específico a volume constante, kJ/kg.K
d	Diâmetro, m
d _{crit}	Diâmetro crítico, m
d _i	Diâmetro interno, m
f	Fator de Darcy
Eö	Número de Eötvos
G	Velocidade mássica, kg/m ² .s
g	Aceleração da gravidade, m/s ²
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção, W/m ² K
h _l	Entalpia do líquido, kJ/kg
h _v	Entalpia do vapor, kJ/kg
h _{lv}	Entalpia do líquido - vapor, kJ/kg

j_v	Velocidade superficial do vapor, m/s
j_{vh}	Velocidade superficial crítica do vapor - horizontal, m/s
j_{vv}	Velocidade superficial crítica do vapor - vertical, m/s
j_l	Velocidade superficial do líquido, m/s
k	Coeficiente de transferência de calor por condução, W/m ² K
L	Comprimento, m
l_a	Comprimento da região adiabática, m
l_c	Comprimento do condensador, m
l_e	Comprimento do evaporador, m
l_{ef}	Comprimento efetivo, m
l_f	Comprimento frio, m
L_i	Comprimento da interface, nm
l_q	Comprimento quente, m
l_t	Comprimento total, m
M	Figura de mérito
m	Massa, kg
\dot{m}	Fluxo de massa, kg/s
\dot{m}_e	Fluxo de massa na entrada, kg/s
\dot{m}_l	Fluxo de massa de líquido, kg/s
\dot{m}_s	Fluxo de massa na saída, kg/s
\dot{m}_v	Fluxo de massa de vapor, kg/s
n_c	Número de curvas

P	Pressão, Pa
\dot{Q}	Fluxo de calor, W
\dot{Q}_c	Fluxo de calor no condensador, W
$\dot{Q}_{crit h}$	Fluxo crítico de calor na horizontal, W
$\dot{Q}_{crit v}$	Fluxo crítico de calor na vertical, W
\dot{Q}_e	Fluxo de calor no evaporador, W
$\dot{Q}_{max teo}$	Capacidade máxima de transferência de calor, W
q''	Fluxo de calor por área, W/m ²
q''_{fmax}	Capacidade máxima de transferência de calor por área, W /m ²
$q''_{máxexp}$	Capacidade máxima experimental de transferência de calor por área, W /m ²
$q''_{max teó-rica}$	Capacidade máxima teórica de transferência de calor por área, W /m ²
R	Constante universal dos gases, kJ/kg.K
Re	Número de Reynolds
r	Raio, m
r_1	Raio de interface líquido-vapor no plano 1, nm
r_2	Raio de interface líquido-vapor no plano 2, nm
s	Entropia, kJ/kg
s_1	Altura da superfície de interface, nm
s_2	Largura da superfície de interface, nm
T	Temperatura, °C
T_{ad}	Temperatura na região adiabática, °C

T_c	Temperatura no condensador, °C
T_e	Temperatura no evaporador, °C
T_i	Temperatura interna, °C
T_{min}	Temperatura mínima na parede do tubo, °C
T_o	Temperatura externa, °C
T_r	Temperatura de referência, °C
T_{sat}	Temperatura de saturação, °C
U	Coeficiente global de transferência de calor, W/ m ² K
u	Energia interna, kJ/kg
V	Volume, m ³
V_v	Volume de vapor, m ³
v_l	Volume específico do líquido, m ³ /kg
v_v	Volume específico do vapor, m ³ /kg
v_{lv}	Volume específico líquido - vapor, m ³ /kg
W	Trabalho, J
X	Parâmetro de Martinelli,
x	Título
z	Atura, nm

Letras Gregas

α	Fração seca
$\Delta P_{\text{líquido}}$	Perda de carga devido ao líquido, Pa
ΔP_{max}	Perda de carga máxima, Pa
ΔP_{mom}	Perda de carga devido ao momento linear, Pa
ΔP_l	Perda de carga devido ao líquido, Pa
ΔP_v	Perda de carga devido ao vapor, Pa
ΔP_{total}	Perda de carga total, Pa
Δx	Varição de comprimento no eixo x, m
ΔT	Diferença de temperatura, °C
δ_{zi}	Espessura de interface, μm
Φ_r	Percentual do volume ocupado
μ_l	Viscosidade dinâmica do líquido, Ns/m^2
μ_v	Viscosidade dinâmica do vapor, Ns/m^2
η	Desempenho
θ	Ângulo de contato, (°)
Ω	Ângulo de inclinação, (°)
ρ	Densidade, kg/m^3
ρ_l	Densidade do líquido, kg/m^3
ρ_v	Densidade do vapor, kg/m^3
σ	Tensão superficial, N/m
τ	Tensão de cisalhamento, N/m^2

ν Viscosidade cinemática, m²/s

2ϕ Multiplicador bifásico

SUMÁRIO

Pág.

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Revisão bibliográfica	3
1.1.1. Tubo de calor.....	8
1.1.2. Termossifão.....	11
1.1.3. Circuito de bombeamento capilar.....	13
1.1.4. Tubo de calor circuitado	16
1.1.5. Tubo de calor com condutância variável.....	18
1.1.6. Outros tipos de tubos de calor	19
1.2. Objetivos.....	20
2 TUBOS DE CALOR PULSATIVOS	21
2.1. Operação de tubos de calor pulsativos.....	24
2.2. Componentes de tubos de calor pulsativos	30
2.2.1. Fluido de trabalho.....	30
2.2.2. Tubo.....	42
2.3. Aplicações de tubos de calor pulsativos	45
3 ANÁLISE TEÓRICA DE OLPHPs	57
3.1 Tensão superficial e capilaridade.....	59
3.2. Escoamento bifásico em OLPHPs	66
3.3. Regimes de escoamento em sistemas bifásicos	69
3.4. Perdas de carga	77
3.5. Análise térmica	80

3.5.2. Parâmetros de transferência de calor	80
4 ANÁLISE EXPERIMENTAL DE OLPHPs.....	85
4.1. Descrição do aparato de teste.....	88
4.2. Apresentação dos resultados experimentais	90
4.2.1. Testes realizados com OLPHPs na orientação horizontal.....	90
4.2.1.1. OLPHPs contendo acetona na orientação horizontal.....	90
4.2.1.2. OLPHPs contendo álcool etílico na orientação horizontal.....	95
4.2.1.3. OLPHPs contendo álcool metílico na orientação horizontal.....	99
4.2.2. Testes realizados com OLPHPs na orientação vertical.....	102
4.2.2.1. OLPHPs contendo acetona na orientação vertical	102
4.2.2.2. OLPHPs contendo álcool etílico na orientação vertical	107
4.2.2.3. OLPHPs contendo álcool metílico na orientação vertical	110
4.2.3. Cargas térmicas máximas atingidas nos ensaios realizados	115
4.2.4. Cargas térmicas máximas por área obtidas nos ensaios realizados.	116
5 PROJETO DE OLPHPs	119
5.1. Ferramentas de projeto de OLPHPs	120
5.1.1. Relação de Clapeyron	120
5.1.3. Número de Eötvös	126
5.1.4. Velocidade superficial crítica do vapor.....	128
5.1.4.1. Velocidade superficial crítica do vapor - escoamento horizontal.....	128
5.1.4.2. Velocidade superficial crítica do vapor - escoamento vertical	130
5.1.5. Características geométricas	133
5.1.6. Fluxo de calor necessário para gerar vapor à velocidade crítica - escoamento horizontal	134

5.1.7. Fluxo de calor necessário para gerar vapor à velocidade crítica - escoamento vertical.....	139
5.1.8. Temperatura mínima na parede do tubo.....	145
5.1.9. Velocidade superficial mínima para coalescência de bolhas de vapor.....	147
5.1.10. Capacidade máxima teórica de transferência de calor.....	149
5.1.11. Condutância.....	150
5.1.11.1. Condutâncias de OLPHPs na orientação horizontal.....	151
5.1.11.2. Condutâncias de OLPHPs na orientação vertical.....	152
5.1.12. Capacidade máxima de transferência de calor teórica.....	154
5.1.12.1. Capacidade máxima de transferência de calor teórica da acetona	154
5.1.12.2. Capacidade máxima de transferência de calor teórica do álcool etílico.....	157
5.1.12.3. Capacidade máxima de transferência de calor teórica do álcool metílico.....	161
6 CONCLUSÃO.....	165
6.1 Trabalhos futuros.....	168
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	171
ANEXO A - Publicações.....	179
APÊNDICE A - Propriedades Termofísicas.....	181
APÊNDICE B - Análise de Incertezas.....	185
APÊNDICE C - Escoamento de fluidos em mini e micro canais.....	187
C.1. Classificação de canais para escoamento de fluidos.....	188

APÊNDICE D - Modelo de documento para levantamento de requisitos de
projeto de OLPHPs em sistemas eletromecânicos..... 191

1 INTRODUÇÃO

A função do controle térmico, na área espacial, é manter os componentes de um determinado sistema dentro de limites permitidos de temperatura, para todos os modos de operação, em ambientes submetidos a condições térmicas previamente determinadas (GILMORE, 2002). Desta forma, face à sua importância dentro de uma missão espacial, o desenvolvimento do controle térmico para satélites artificiais ou para veículos espaciais, tem passado por mudanças significativas.

Swanson (2004) relata que o projeto de sistemas de controle térmico está adquirindo um nível elevado de integração em missões espaciais, com o desenvolvimento simultâneo às demais áreas de projeto - mecânico, elétrico, eletrônico etc - e não isoladamente como ocorria anteriormente. Este tipo de abordagem permite um desenvolvimento robusto, pois concilia requisitos das áreas envolvidas, otimiza a implementação de funções operacionais e não operacionais, bem como evita futuros retrabalhos e reconfigurações dos sistemas componentes do projeto.

Neste cenário de projeto multidisciplinar simultâneo, algumas variáveis surgem como verdadeiros desafios para os projetistas envolvidos, dentre elas podemos citar: a crescente miniaturização e aumento das potências dos componentes eletrônicos, com conseqüente aumento do fluxo localizado de calor a ser dissipado; massa reduzida ao mínimo necessário para transporte e operação, manutenção reduzida, vida útil longa e confiabilidade elevada.

No desenvolvimento de sistemas de controle térmico inicialmente voltados para a área espacial, uma classe de dispositivos com alta condutância térmica, conhecidos como tubos de calor, tem desempenhado um papel relevante. Estes dispositivos,

como o nome sugere, são utilizados para o transporte de calor entre sua fonte e local de dissipação, atendendo, em grande parte, as exigências decorrentes das variáveis apresentadas anteriormente.

Algumas aplicações envolvendo tubos de calor na área espacial podem ser destacadas, tais como: redução de gradientes de temperatura em estruturas de veículos espaciais, com o objetivo minimizar distorções térmicas e distribuição de calor ao longo da superfície de painéis para obtenção de condição isotérmica para melhor dissipação (GILMORE, 2002).

Além disso é sabido que sistemas de resfriamento por condução ou por convecção convencionais são relativamente limitados na transferência de fluxos de calor, portanto sistemas alternativos surgem como alternativas atraentes para este fim. Assim sistemas bifásicos de controle térmico passivo e com alta condutância térmica, tais como tubos de calor (*Heat Pipe* – HP), circuitos por bombeamento capilar (*Capillary Pumped Loop* – CPL), tubos de calor circuitados (*Loop Heat Pipe* - LHP) e tubos de calor pulsativos ou oscilantes (*Pulsating Heat Pipe* - PHP) são bastante promissores.

Apesar da variedade de tipos de tubos de calor atualmente disponíveis, recentes aplicações na área da microeletrônica têm demonstrado algumas limitações e falhas no atendimento de requisitos específicos de novos sistemas (NISHIO, 2000).

Aplicações de tubo de calor, em algumas configurações que utilizam malha em sua estrutura, têm demonstrado várias limitações em sua operação, sendo a mais comum referente à sua capacidade de bombeamento capilar ou seja o limite de capilaridade. Esta limitação faz com que o fluido de trabalho não consiga retornar à região do evaporador, representando um problema sério à operação do tubo de calor observado em tentativas de fazer o controle de sistemas térmicos cada vez menores ou miniaturizados (PETERSON, 1994). Quando o tubo de calor possui

diâmetro interno reduzido (capilar), o efeito de capilaridade formará trechos líquidos (*slug*) e bolhas de vapor (*plug*) ao longo de sua extensão, resultando em um fluxo intermitente. Este fenômeno de formação de bolhas de vapor intercaladas por trechos líquidos foi observado por Akachi (1996) que, baseando-se nele, desenvolveu um novo tipo de dispositivo de condutância térmica, denominado Tubo de Calor Pulsativo ou PHP (*Pulsating Heat Pipe*).

Atualmente as atividades de pesquisa e desenvolvimento que envolvem fenômenos de transporte termo-hidro-dinâmico, ocorrentes em tubos de calor pulsativos, necessitam ainda de estudos e aquisição de base de dados confiável relativa ao assunto, bem como de ferramentas que auxiliem o projeto deste tipo de dispositivo. Estas são demandas ainda não completamente atendidas (KHANDEKAR, 2002).

1.1. Revisão bibliográfica

No século XIX, A.M.Perkins e J.Perkins (KING, 1931; PERKINS; BUCK, 1892) desenvolveram dispositivo com objetivo de transferir grandes quantidades de calor. Este dispositivo conhecido como tubo Perkins (Figura 1.1) executava processos de transferência de calor, tanto monofásico quanto bifásico, entre uma fornalha e um aquecedor de água (Peterson, 1994).

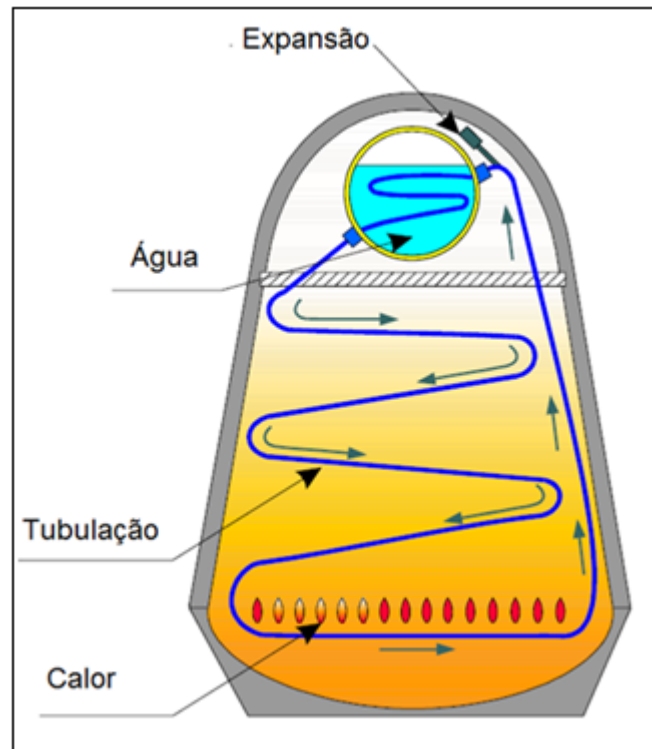


Figura 1.1 - Tubo Perkins.

Fonte: adaptada de King (1931)

O conceito atual de tubo de calor foi primeiramente proposto por R.S.Gaugler em 1942, para aplicação em um sistema de refrigeração específico para a indústria automobilística. R.S. Gaugler propôs uma estrutura capilar como meio de retorno de líquido do condensador para o evaporador e que esta seria composta por malha de aço sinterizado. A patente do sistema de R.S. Gaugler (Figura1.2) foi publicada em 1944. Neste sistema o tubo de calor é empregado para fazer a transferência de calor do interior do compartimento do refrigerador para um outro compartimento abaixo contendo gelo picado (REAY; KEW, 2006).

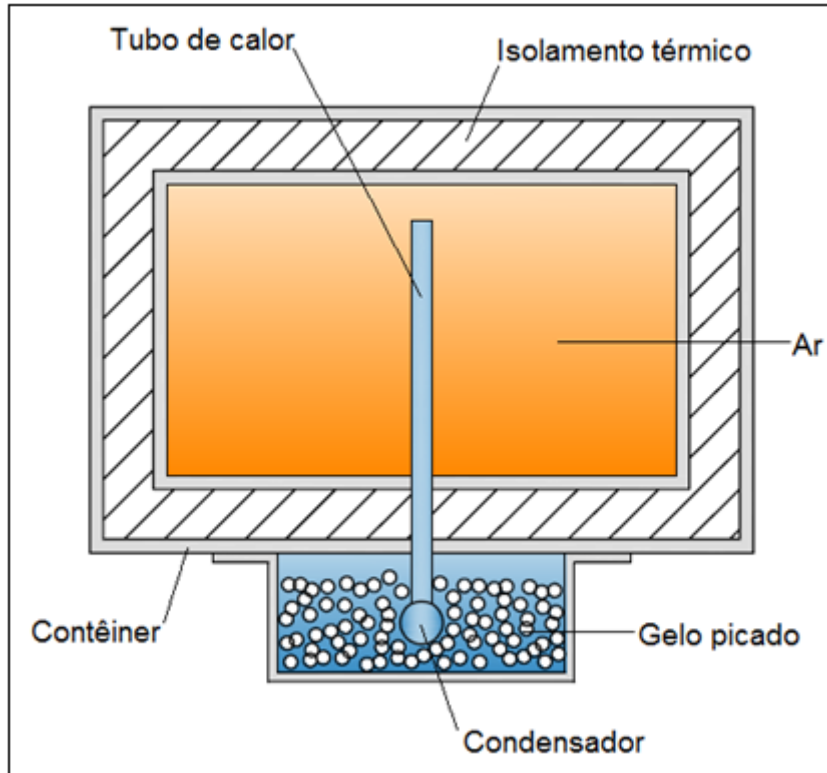


Figura 1.2 - Unidade de refrigeração proposta por R.S.Gaugler.

Fonte: adaptada de Reay e Kew (2006)

G.M.Grover, em 1963, criou a denominação “*Heat Pipe*” (Tubo de Calor) para descrever os dispositivos essencialmente idênticos aqueles patenteados por R.S. Gaugler. Entretanto G.M. Grover desenvolveu análise teórica sobre o assunto e apresentou resultados de experimentos envolvendo tubos de calor construídos em aço inoxidável e utilizando sódio como fluido de trabalho. Mencionou também lítio e prata como fluidos de trabalho aplicados para temperaturas acima de 600° C (REAY; KEW, 2006).

A primeira organização comercial a trabalhar com tubos de calor foi a RCA (*Radio Corporation of América*), suportada por contratos com o governo dos Estados Unidos da América. Durante o período 1964 / 1966 esta empresa fabricou tubos de calor utilizando tubos de vidro, cobre, níquel, aço inoxidável e molibdênio. Utilizaram vários fluidos de trabalho, tais como água, césio, sódio, lítio e bismuto. Foram

atingidas durante estes desenvolvimentos, temperaturas elevadas, da ordem de 1650°C em operações com tubos de calor (REAY; KEW, 2006).

As décadas de 60 e 70 do século XX, foram marcadas pelo desenvolvimento de tubos de calor em diversas áreas de atuação. Desenvolvimento de tubo de calor para aplicação em satélites artificiais, utilizando água como fluido de trabalho (DEVERALL; KEMME, 1970). Primeiras propostas para tubos de calor com condutância variável para uso em satélites artificiais (WYATT, 1965). Foram realizados trabalhos nos laboratórios de Los Alamos (EUA) com ênfase em aplicações em satélites artificiais e primeiros voos com a utilização de tubos de calor realizados em 1967 (DEVERALL, 1970). Com o objetivo de demonstrar que tubos de calor poderiam funcionar normalmente em ambiente espacial, um tubo de calor construído em aço inoxidável contendo água como fluido de trabalho, aquecido eletricamente em uma extremidade, foi lançado de Cabo Kennedy (EUA) pelo foguete Atlas - Agena. Quando a órbita foi atingida o tubo de calor foi acionado automaticamente; dados de telemetria rastreados por estações em terra demonstraram que o dispositivo operava com sucesso (REAY; KEW, 2006).

O satélite GEOS-B, lançado em 1968 nos EUA. (ANAND, 1968) foi o pioneiro na utilização de tubo de calor para controle térmico em satélites artificiais no espaço. Foram utilizados dois tubos de calor construídos em alumínio liga 6061-T6 com malhas feitas também em alumínio. Freon 11 foi empregado como fluido de trabalho. A função dos tubos de calor era minimizar a diferença de temperaturas de equipamentos embarcados (*transponders*). Baseado num período de operação do satélite de 145 dias, a diferença das temperaturas máximas e mínimas nos equipamentos foi consideravelmente menor daquela observada em um satélite similar GEOS-A que não utilizava tubos de calor na sua operação.

Em 1968 Busse escreveu artigo que resumiu as atividades relacionadas a tubos de calor, desenvolvidas na Europa, mencionando *Ispra Laboratory of Euratom, Brown*

Boveri, Karlsruhe Nuclear Research Center, das Institut für Kernenergetic, Stuttgart e Grenoble Nuclear Research Center como centros de pesquisa sobre o assunto. Nestes centros, programas experimentais foram amplamente desenvolvidos com tubos de calor utilizando metal líquido como fluido de trabalho, vida útil, medições da máxima capacidade radial e axial de fluxo de calor e aspectos teóricos das limitações do transporte de calor (BUSSE, 1968).

Nozu et al. (1969) descreveu um aquecedor de ar composto por um feixe de tubos de calor com aletas, utilizando o calor proveniente de gases de exaustão com possibilidade de aplicações industriais e domésticas. Este trocador de calor composto por tubos de calor é de considerável relevância pois considerava na época, aspectos de economia de energia e de proteção ambiental.

Segundo Vasiliev e Konev (1969) estudos teóricos e experimentais, desenvolvidos por pesquisadores na extinta União Soviética, originaram inúmeras publicações e registros de patentes sobre tubos de calor, termosifão e dispositivos com tubos de calor. Nos anos 70 do século XX, centros de estudos sobre tubos de calor estavam localizados no Instituto de Física e Engenharia de Energia (FEI, *Obninsk*) e no Instituto de Engenharia de Energia de Moscou, ambos na Rússia.

Circuito por bombeamento capilar (*Capillary Pumped Loop - CPL*) foi inventado nos EUA nos anos 60 do século XX por F.J. Stenger. Seu desenvolvimento efetivo não teve início antes dos anos 80 do século XX. A partir deste ano o *Goddard Space Flight Center - NASA (GSFC)* patrocinou a maior parte do desenvolvimento e testes do CPL (GILMORE, 2002).

Tubo de calor circuitado (*Loop Heat Pipe - LHP*) foi inventado em Ekaterinenbugo, Rússia, pelos cientistas do Instituto de Física Térmica dos Urais que faz parte da Academia Russa de Ciências. Em 1980 as primeiras patentes russas, norte-americanas e europeias foram registradas. Originalmente este dispositivo foi

denominado tubo de calor antigravitacional, mas em 1980 passou a ser conhecido como LHP (GILMORE, 2002).

Atualmente a maior demanda por tubos de calor está no resfriamento de computadores e equipamentos eletrônicos. A produção mundial mensal de tubos de calor é da ordem de 15.000.000 de unidades para este tipo de aplicação (MOCHIZUKI et.al.2011).

1.1.1. Tubo de calor

Para contextualizar o tema desenvolvido neste trabalho, são descritos a seguir alguns tipos de tubos de calor conhecidos por variadas aplicações no controle térmico de equipamentos, tanto na área espacial quanto nas áreas aeroespacial e terrestre.

O tubo de calor (*Heat Pipe* - HP), mostrado na Figura.1.3, é capaz de transportar quantidades elevadas de calor, através de uma pequena seção transversal a curtas e médias distâncias, sem que haja a necessidade de fornecimento de energia externa ao sistema; esta característica o torna totalmente passivo. Além disso, apresenta como características, a simplicidade de projeto, de fabricação e baixas perdas de carga ao longo do seu comprimento.



Figura 1.3 - Tubo de calor (*Heat Pipe* - HP).

O tubo de calor mostrado na Figura 1.3 é composto por um tubo metálico com as extremidades lacradas, contendo uma malha em seu interior, mostrada nas Figuras 1.4 e 1.5 e fluido de trabalho nas fases líquido e vapor. O tubo de calor pode conter uma ou mais regiões de evaporação, denominada evaporador, região adiabática que é opcional e uma ou várias regiões de condensação, denominada condensador.

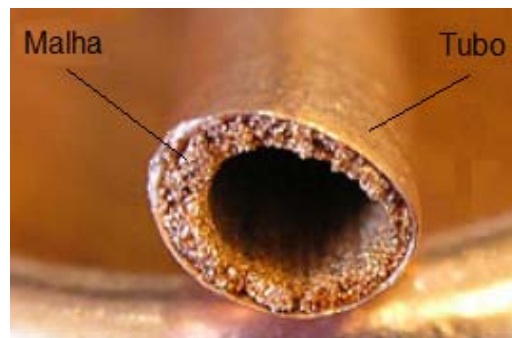


Figura 1.4 - Malha e tubo.

Fonte: adaptada de Frostytech (2012)

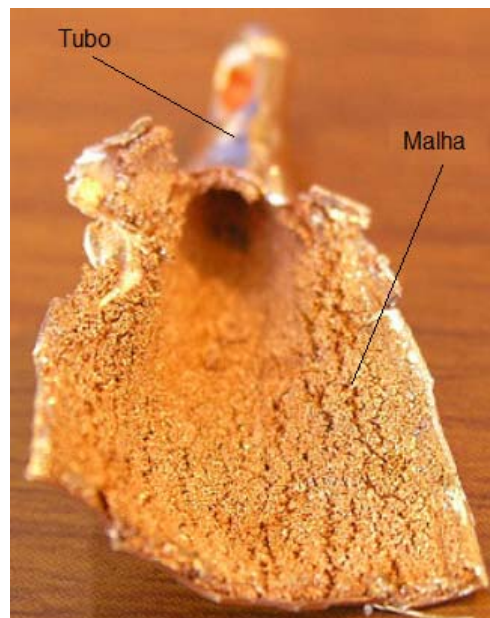


Figura 1.5 – Malha em metal sinterizado.

Fonte: adaptada de Frostytech (2012)

O funcionamento do tubo de calor, mostrado na Figura 1.6, pode ser descrito como:

- a) O calor aplicado ao evaporador, por uma fonte externa, é conduzido através do tubo produzindo a evaporação do fluido de trabalho
- b) A pressão de vapor resultante direciona o vapor produzido através da seção adiabática para o condensador, onde este é condensado, liberando a energia contida no calor latente de evaporação para o condensador;
- c) A pressão capilar, gerada pelo menisco na malha, bombeia o fluido condensado para o evaporador. Desta forma o tubo de calor pode transportar continuamente o calor latente de evaporação do evaporador.

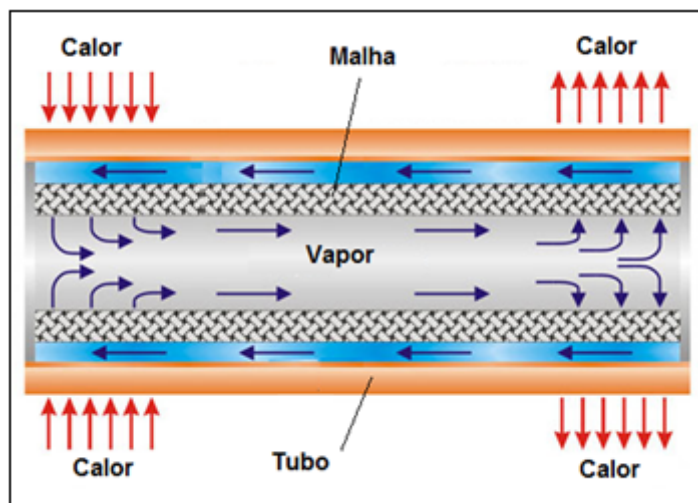


Figura 1.6 - Estrutura e funcionamento de um tubo de calor.

Este processo continuará enquanto houver pressão capilar suficiente para conduzir o fluido condensado de volta para o evaporador.

A Figura 1.7 apresenta um Tubo de Calor utilizado no resfriamento de componentes eletrônicos em computadores portáteis (notebooks).

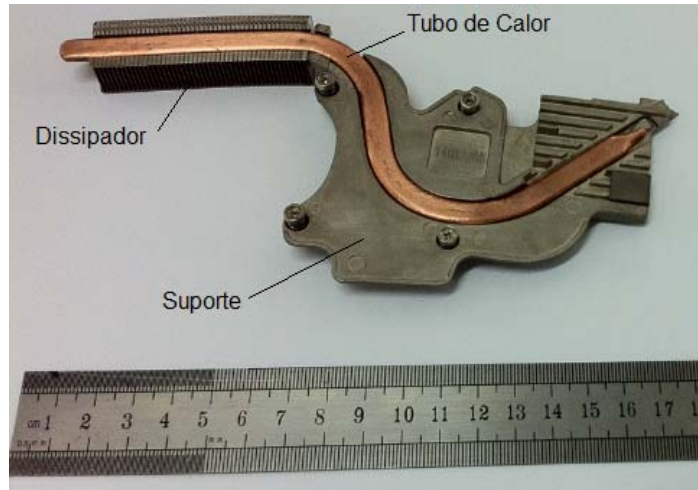


Figura 1.7 - Tubo de calor em sistema de resfriamento.

1.1.2. Termossifão

Termossifão é um dispositivo de condução térmica, constituído por tubo metálico e fluido de trabalho, diferenciando fisicamente do tubo de calor pelo fato de não possuir malha em seu interior, conforme mostra a Figura 1.8. Sua construção é relativamente simples e de baixo custo, onde uma quantidade pré-determinada de fluido de trabalho é inserida em um tubo evacuado de ar que é selado posteriormente.

O funcionamento do termossifão é parcialmente similar ao do tubo de calor, podendo ser descrito através das seguintes etapas:

- a) O calor aplicado ao evaporador por uma fonte externa, situado na região mais baixa do termossifão, é conduzido através da parede do tubo produzindo a evaporação do fluido de trabalho;

- b) A pressão de vapor resultante direciona o vapor produzido através da seção adiabática para o condensador, onde é condensado, liberando a energia sob a forma de calor latente de evaporação;

- c) O fluido de trabalho condensado retorna por gravidade, uma vez que o termostifão encontra-se inclinado na orientação vertical, para o evaporador onde reinicia o ciclo.

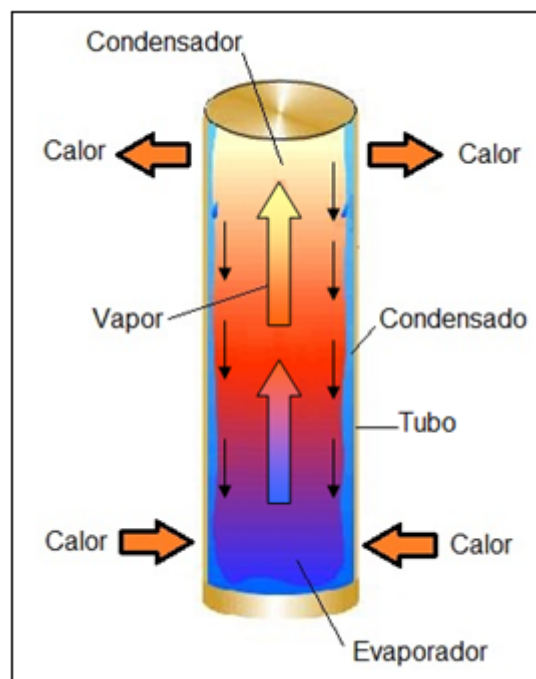


Figura 1.8 - Funcionamento de um termostifão.

Devido à sua alta eficiência, confiabilidade e baixo custo de fabricação, termostifões têm sido empregados em vários tipos de aplicações, dentre as quais a preservação de camada permanente de gelo (*permafrost*) conforme mostrado na Figura 1.9 (ZANARDI; LEITE, 2007).



Figura 1.9 - Termossifões empregados em oleoduto.

Fonte: adaptada de Galuzzi (2005)

1.1.3. Circuito de bombeamento capilar

Circuito de bombeamento capilar (*Capillary Pumped Loop - CPL*), mostrado na Figura 1.10, é um dispositivo de controle térmico, bifásico, criado por F.J. Stenger na década de 60 do século XX. Este dispositivo opera através de forças capilares, geradas na estrutura porosa presente no evaporador, conduzindo um fluido de trabalho de uma região quente para uma região com menor temperatura, onde ocorre a dissipação do calor transportado pelo fluido (STENGER, 1966).

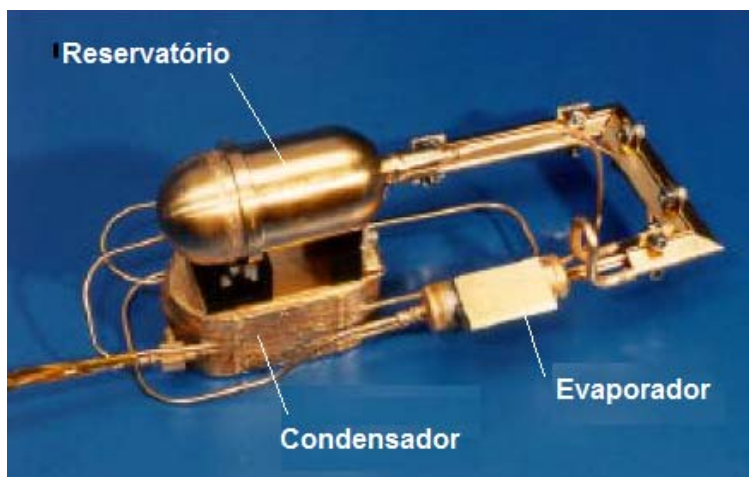


Figura 1.10 - Circuito de bombeamento capilar.

Fonte: adaptada de Baumann et.al., 1998

Nesse tipo de dispositivo térmico, o elemento poroso é somente usado no evaporador, onde as forças capilares responsáveis pelo bombeamento do fluido de trabalho são geradas e não em todo comprimento do tubo de calor. O circuito de bombeamento capilar é composto por evaporador capilar, condensador, linhas de transporte de vapor e de líquido e reservatório bifásico remoto, como mostra a Figura 1.11 (XUAN et.al., 2010).

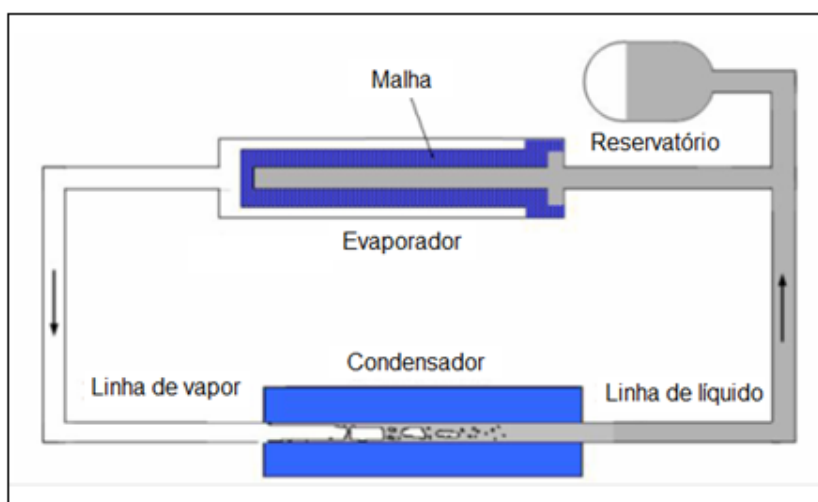


Figura 1.11 - Esquema de circuito de bombeamento capilar.

Fonte: adaptada de Xuan et al. (2010)

Riehl et al. (2003) relatam aplicações de CPL no controle térmico realizado em equipamentos eletrônicos em satélites e estruturas, para sanar limitações na utilização dos tubos de calor, devido a reduzida capacidade de transporte de calor a longas distâncias. CPL também possui aplicações em resfriamento de equipamentos eletrônicos criogênicos, sensores e sistemas de combustível. A tecnologia utilizada no CPL possui inúmeras vantagens sobre os Tubos de Calor incluindo maior capacidade de teste e isolamento mecânico, segundo Baumann et al. (1998). Devido à capacidade do CPL no transporte de calor à distância, resfriadores criogênicos (*cryocoolers*) podem ser localizados remotamente à orientação dos sensores de temperatura. Além disso um CPL atua passivamente localizando o ambiente mais frio para a rejeição de calor, possibilitando que um único dispositivo selecione um radiador num grupo de radiadores disponíveis. Algumas vantagens do CPL em relação aos tubos de calor são:

- a) Boa capacidade de teste em laboratório devido aos elevados valores de pressão capilar desenvolvidos;
- b) Boa isolamento mecânica;
- c) Boa capacidade de retenção de fluxo de calor (efeito diodo térmico);
- d) Controle de temperatura preciso;
- e) Fácil integração devido à sua flexibilidade.

1.1.4. Tubo de calor circuitado

O desenvolvimento do tubo de calor circuitado (*Loop Heat Pipe – LHP*) mostrado na Figura 1.12, foi desenvolvido inicialmente na antiga União Soviética nos anos 80 do século XX, conforme relatam Maidanik et al. (1985), ao mesmo tempo em que o circuito por bombeamento capilar foi desenvolvido nos Estados Unidos. O LHP é conhecido por sua elevada capacidade de bombeamento e robustez na operação, devido ao uso de estrutura porosa metálica fina e ao evaporador integrado com o reservatório de fluido (KU, 1999).

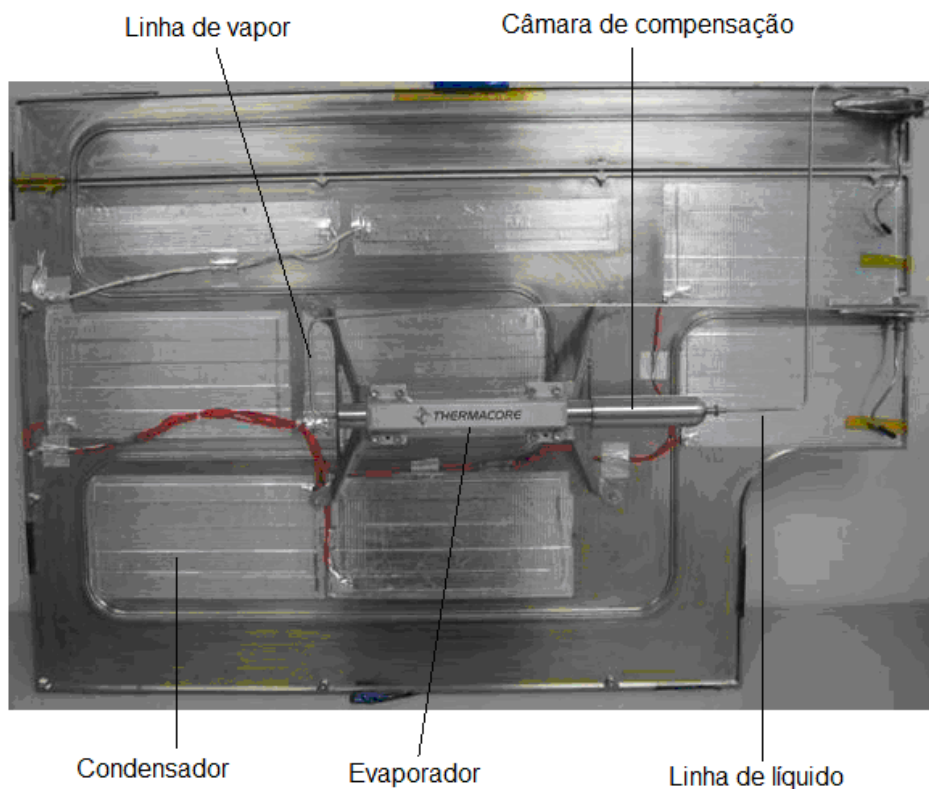


Figura 1.12 - Componentes de LHP.

Fonte: adaptada de Gernert (2011)

O LHP difere do CPL no posicionamento do reservatório bifásico e em alguns componentes internos, mostrados na Figura 1.13. No LHP, o reservatório bifásico, chamado de câmara de compensação é parte integrante do evaporador capilar

apresentando uma conexão direta entre esses dois componentes, o que permite partidas mais eficientes e sem a necessidade de pré-condicionamentos. Essa característica torna LHP tolerante à ocorrência de bolhas no evaporador, sendo essa uma situação não aceitável em um CPL. Além disso, existe uma estrutura porosa secundária que está localizada dentro de todo o comprimento ativo do evaporador, indo até a câmara de compensação. Essa característica faz com que eventuais bolhas provenientes de uma má condensação entrem em colapso. Por outro lado, a presença da estrutura porosa secundária apresenta uma característica de efeito de tubo de calor no interior desses dois componentes, favorecendo a troca de massa entre o evaporador, parte quente e a câmara de compensação, parte fria. (SANTOS, 2009).

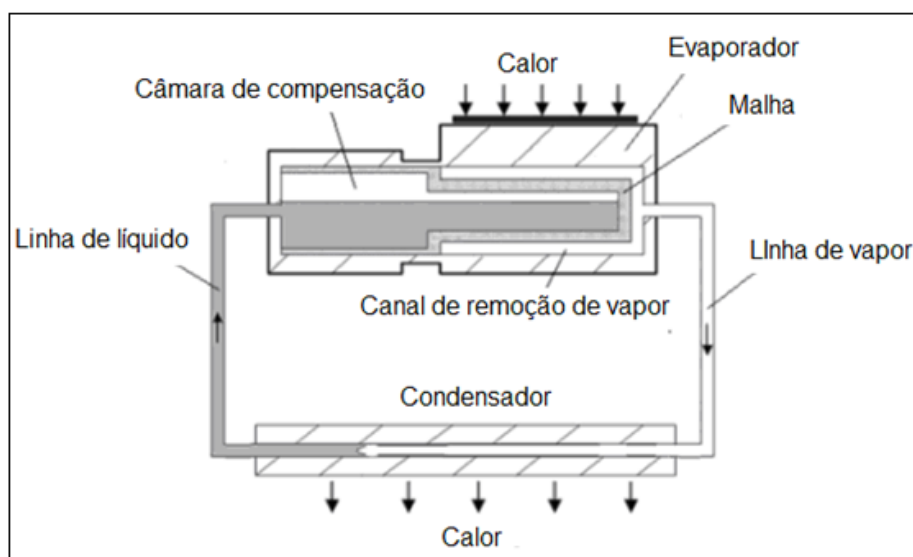


Figura 1.13 - Esquema de LHP.

Fonte: adaptada de Launay et.al. (2006)

Segundo Launay et al. (2011), comparando o LHP com um tubo de calor, devido a originalidade de seu projeto, este dispositivo apresenta algumas vantagens, tais como:

- a) Em operação contra a gravidade, devido ao uso de malhas com poros muito pequenos, uma ou duas vezes menores que os usados no tubo de calor;
- b) Em capacidade de transporte de grandes quantidades de calor, da região do evaporador para a região do condensador, por diminuição da resistência do líquido e do vapor ao longo da região adiabática, pelo emprego de tubos com bom acabamento superficial interno;
- c) Em eficiência de transferência de calor no evaporador e no condensador, com o projeto apropriado da estrutura para os fenômenos de evaporação e condensação.

1.1.5. Tubo de calor com condutância variável

William et al. (2011) relatam que tubos de calor com condutância variável (VCHPs) utilizados no controle térmico em veículos espaciais, conforme mostra a Figura 1.14, possuem reservatório com aquecimento elétrico para o armazenamento de gases não condensáveis localizados no final do condensador. Durante a operação do VCHP os gases não condensáveis aquecidos permitem um controle mais refinado da temperatura do fluido de trabalho da ordem de ± 1 a 2°C , mantendo-a constante independente da potência aplicada ao dispositivo. São relatadas aplicações de VCHPs em veículos utilizados em missões espaciais em Marte e em balões de pesquisa atmosférica. As características operacionais e construtivas dos VCHPs permitem:

- a) Operação com gama variável de cargas térmicas aplicadas de forma intermitente;
- b) Grande variação de temperaturas de dissipação no condensador;

c) Início de operação, ou seja, partida em baixa temperatura.

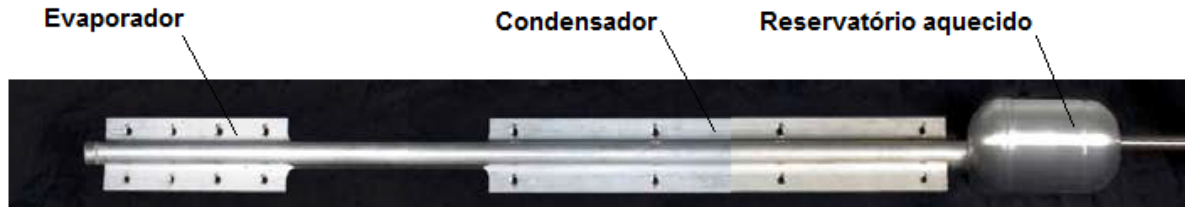


Figura 1.14 - Tubo de calor com condutância variável.

Fonte: adaptada de William et al. (2011)

1.1.6. Outros tipos de tubos de calor

Além dos tubos de calor e termossifão apresentados anteriormente, há uma variedade de dispositivos térmicos de controle térmico passivo, que devido às suas características construtivas, funcionamento e operação, podem também ser classificados dentro desta categoria, tais como: diodos térmicos, micro tubos de calor, tubos de calor rotativos e tubos de calor por absorção. Alguns destes dispositivos não apresentaram até agora um desempenho satisfatório ou compatível com as novas tecnologias desenvolvidas, como a miniaturização dos equipamentos eletrônicos, já outros tiveram o interesse revitalizado justamente por este motivo, tal como ocorre com os micros tubos de calor.

1.2. Objetivos

Atualmente a pesquisa desenvolvida com OLPHPs apresenta várias abordagens acerca da investigação de fenômenos físicos envolvidos em processos de controle térmico. Ainda assim, percebe-se a deficiência de ferramentas de projeto, fundamentadas em resultados experimentais, que permitam um desenvolvimento robusto voltado para potenciais aplicações envolvendo este tipo de dispositivo. Portanto para suprir as necessidades inerentes ao desenvolvimento de OLPHPs, visando aplicações espaciais e terrestres, este trabalho tem como objetivos:

- a) Através de testes realizados com OLPHPs, sob condições ambientais e operacionais determinadas, com parâmetros construtivos e características termofísicas conhecidas, construir base de dados para posterior análise teórica e experimental;
- b) Analisar de forma criteriosa a base de dados obtida experimentalmente durante operação dos OLPHPs objetos de teste;
- c) Criar ferramentas para o dimensionamento e especificação de OLPHPs fundamentadas em correlações semiempíricas obtidas através de experimentos realizados com este dispositivo térmico;
- d) Comparar os resultados obtidos teoricamente, utilizando as ferramentas desenvolvidas, com a base de dados construída com os testes realizados;
- e) Validar as ferramentas criadas para dimensionamento de OLPHP visando aplicações no controle térmico de equipamentos espaciais, aeroespaciais e terrestres.

2 TUBOS DE CALOR PULSATIVOS

Tubo de calor pulsativo ou oscilante (*Pulsating Heat Pipe* – PHP) mostrado na Figura 2.1, é um dispositivo de controle térmico bifásico, inicialmente apresentado por Akachi et al. (1996), onde um único tubo metálico com diâmetro interno capilar é dobrado várias vezes, constituindo vários dutos de passagem paralelos; é evacuado e parcialmente preenchido com um fluido de trabalho, tendo então suas extremidades lacradas ou interligadas.

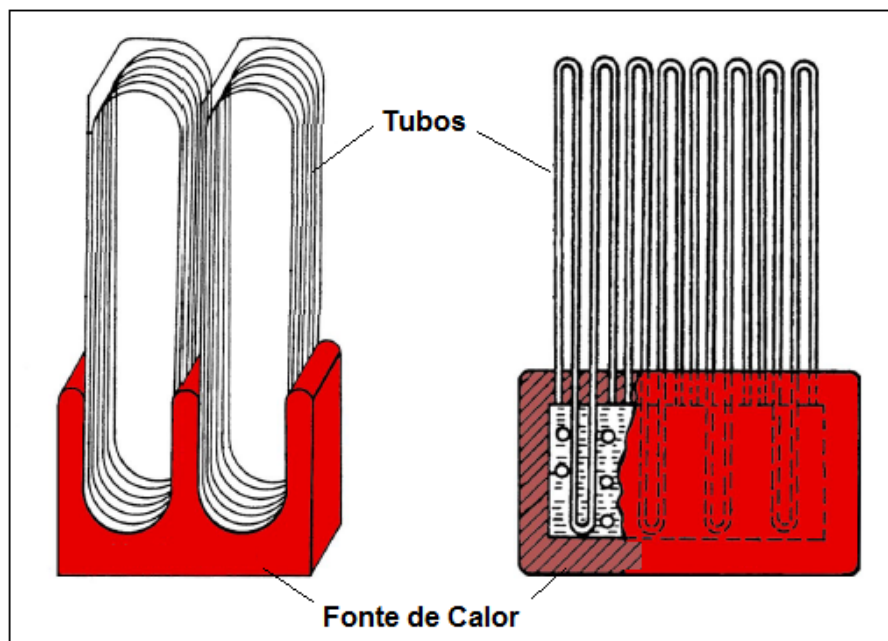


Figura 2.1 - Tubo de calor pulsativo descrito por Akachi.

Fonte: adaptada de Khandekar (2004)

Quando uma região do PHP, chamada região de evaporação ou simplesmente evaporador é aquecida, o fluido de trabalho que aí se encontra em estado saturado, absorve o calor sendo evaporado; sua pressão de vapor é elevada, causando a geração de bolhas no local. Estas bolhas crescem e preenchem parcialmente o volume do tubo capilar na região (*plugs*), empurrando o líquido que se encontra à sua frente (*slug*) para outra extremidade do duto. Nesta região o fluido irá perder

seu calor latente e ocorrerá a transferência de calor do fluido para o meio ambiente, que irá reduzir sua pressão de vapor e temperatura, resultando na condensação do vapor e conseqüente colapso das bolhas. Por este motivo, a região onde ocorre este processo é chamada de região de condensação ou condensador do PHP.

O crescimento e o colapso de bolhas de vapor no fluido de trabalho, interagindo com porções de líquido, respectivamente nas regiões de evaporação e de condensação do PHP, produzem um movimento oscilatório ou pulsativo no interior do tubo capilar, daí resultando a denominação deste tipo de dispositivo térmico. Reay e Kew (2006) relatam que, neste processo, calor é transferido pelo calor latente transportado pelo vapor e calor sensível transportado pelo líquido.

Como os demais tubos de calor, os PHPs apresentam, durante seu funcionamento, três seções distintas: evaporador, seção adiabática e condensador. Dependendo do projeto, o PHP terá apenas evaporador e condensador, sendo a seção adiabática opcional para sua operação. PHP não contém malha no interior do tubo, sendo sua construção bastante simples.

Este tipo de tubo de calor apresenta basicamente duas formas construtivas: circuito aberto e circuito fechado. A primeira forma construtiva, mostrada nas Figuras 2.2 e 2.3 apresenta um único tubo dobrado várias vezes, com as extremidades lacradas, por conformação mecânica e solda. Esta forma construtiva é denominada tubo de calor pulsativo em circuito aberto (*Open Loop Pulsating Heat Pipe – OLPHP*).

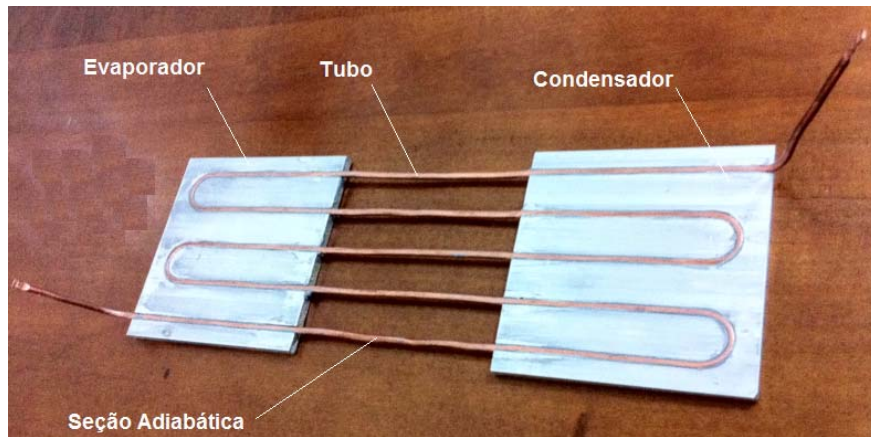


Figura 2.2 - Tubo de calor pulsativo em circuito aberto (OLPHP).



Figura 2.3 - Tubos de calor pulsativos em circuitos abertos (OLPHP).

A segunda forma construtiva mostrada na Figura 2.4, apresenta um tubo dobrado várias vezes, com as extremidades conectadas entre si. Esta forma construtiva é denominada tubo de calor pulsativo em circuito fechado (*Closed Loop Pulsating Heat Pipe* – CLPHP). O CLPHP permite a livre circulação do fluido em seu interior, porém este movimento resulta em elevadas perdas de carga devido ao diâmetro reduzido da tubulação. Esta forma construtiva não contém malha no interior do

tubo, empregando em alguns casos válvulas direcionais (*check valves*) com o objetivo de orientar o escoamento do fluido e reduzir impactos decorrentes da reversão de sentidos, típicos em aplicações onde este tipo de válvula não são instaladas.

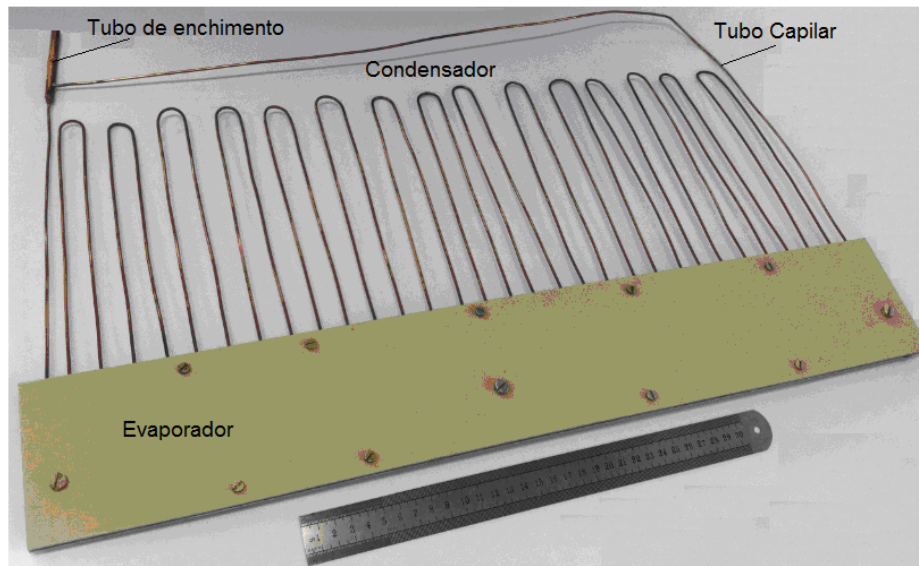


Figura 2.4 - Tubo de calor pulsativo em circuito fechado CLPHP.

2.1. Operação de tubos de calor pulsativos

Charoensawan et.al (2003) relata que a operação de PHP apresenta características únicas e comportamento térmico que envolve a presença de instabilidades termodinâmicas associadas à dinâmica das fases líquido/vapor, embora se encontre em equilíbrio mecânico. Além disso, a formação e colapso de bolhas de vapor apresenta um comportamento supostamente caótico, o que dificulta o modelamento deste processo, principalmente no caso do PHP em circuito aberto. Durante a operação do PHP, condições metaestáveis do fluido de trabalho nas fases líquido/vapor estão presentes, o que está diretamente relacionado com as particularidades termodinâmicas do dispositivo.

Questões críticas e uma descrição aproximada do comportamento operacional de PHPs foram tratadas por Groll e Khandekar (2003) com o relato de fatores que afetam diretamente sua operação tais como o calor latente e resistência capilar.

Riehl (2003) relata que, devido ao seu modo peculiar de operação, o PHP apresenta um comportamento dinâmico supostamente caótico que dificulta seu modelamento. A análise, na qual o PHP encontra-se na condição de quasi-equilíbrio, pode ser considerada uma abordagem conservadora, na medida em que este dispositivo opera com fluido de trabalho em condições metaestáveis, em ambas as fases líquido e vapor. Desta forma, condições de não-equilíbrio são observadas neste tipo de dispositivo térmico. Essencialmente o movimento e o transporte de calor no PHP são originados pela movimentação de bolhas de vapor na direção da região de condensação, empurrando o líquido (*slug*) encontrado no caminho e presente nos canais paralelos do dispositivo. Existe portanto uma clara evidência de transferência de calor sensível e latente na região de evaporação durante a operação do PHP. Os efeitos termo-hidro-dinâmicos que ocorrem no PHP são resultantes de uma interação complexa entre pressão, temperatura, nucleação, formação e colapso de bolhas de vapor, forças de bombeamento, instabilidades dinâmicas e condições de não-equilíbrio metaestável, causadoras do aumento do tamanho das bolhas e seu colapso. Não é comum na literatura encontrar um dispositivo de transferência de calor que reúna todas estas variáveis num mesmo processo.

Uma representação do ciclo termodinâmico de um OLPHP, mostrado na Figura 2.5, é apresentada na Figura 2.6 relacionando os diversos estados pelos quais passa seu funcionamento. Como a configuração física de um OLPHP não permite a circulação do fluido de trabalho, sua operação é ligeiramente diferente de um CLPHP, desta forma, embora uma abordagem para este processo termodinâmico seja basicamente a mesma, as oscilações de temperatura são maiores no OLPHP, devido à pronunciada instabilidade do fluxo presente neste dispositivo.

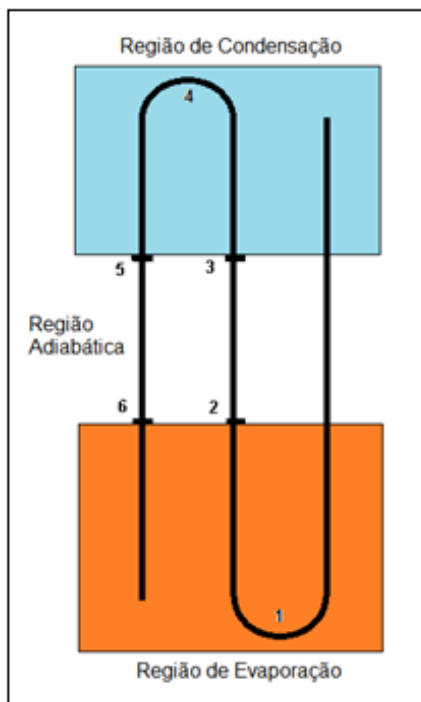


Figura 2.5 - Esquema de um OLPHP.

Fonte: adaptada de Riehl (2004)

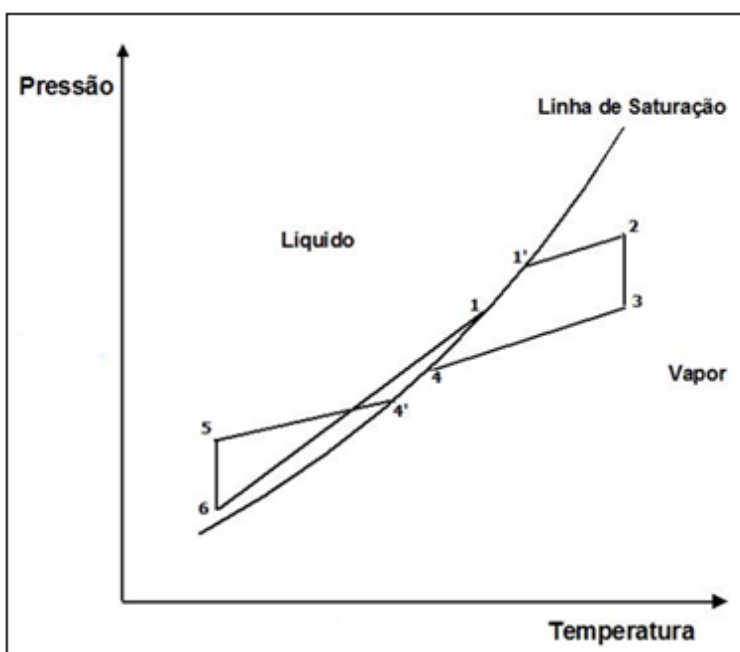


Figura 2.6 - Ciclo termodinâmico de um OLPHP.

Fonte: adaptada de Riehl (2004)

O ciclo termodinâmico representado na Figura 2.6, pode ser descrito pelas seguintes etapas:

1 - 1': Evaporação;

1'- 2: Líquido evaporado é superaquecido, parte do fluido está em equilíbrio metaestável;

2 - 3: Fluido na região adiabática flui para a região de condensação;

3 - 4: Início da condensação, parte do fluido está em equilíbrio metaestável;

4 - 4': Condensação;

4' - 5: Sub-resfriamento, com queda de pressão;

5 - 6 : Fluido na região adiabática flui para a região de evaporação;

6 - 1: Calor sensível é transferido para o líquido.

Ao se avaliar os fenômenos que acontecem durante o funcionamento de um OLHP, é conveniente analisar suas características levando-se em conta os limites espinoisdais. Considerado o ciclo apresentado na Figura 2.6 e fazendo uma avaliação do seu funcionamento, torna-se clara a presença a condição metaestável tanto do líquido quanto do vapor que constitui o fluido de trabalho em seu interior. Neste caso, as condições de quasi-equilíbrio são adequadas para descrever o comportamento do sistema. Na verdade, devido à ocorrência de um processo termohidrodinâmico

supostamente caótico, o processo de não-equilíbrio acontece durante a operação de um OLPHP, o que é mais próximo a um funcionamento real do dispositivo. Pode-se afirmar que os estados metaestáveis tanto do vapor quanto do líquido não representam instabilidades ao equilíbrio mecânico, pois eles não se encontram em equilíbrio termodinâmico.

Como as condições de equilíbrio metaestável e de não-equilíbrio estão presentes no funcionamento de um OLPHP, é conveniente o desenvolvimento de uma análise acerca do comportamento do fluido de trabalho existente em seu interior, abordando tanto o vapor quanto o líquido que o constitui nos estados espinodais, conforme mostra a Figura 2,7, onde uma relação equivalente ao diagrama P-T, mostrada na Figura 2.6 é sugerida.

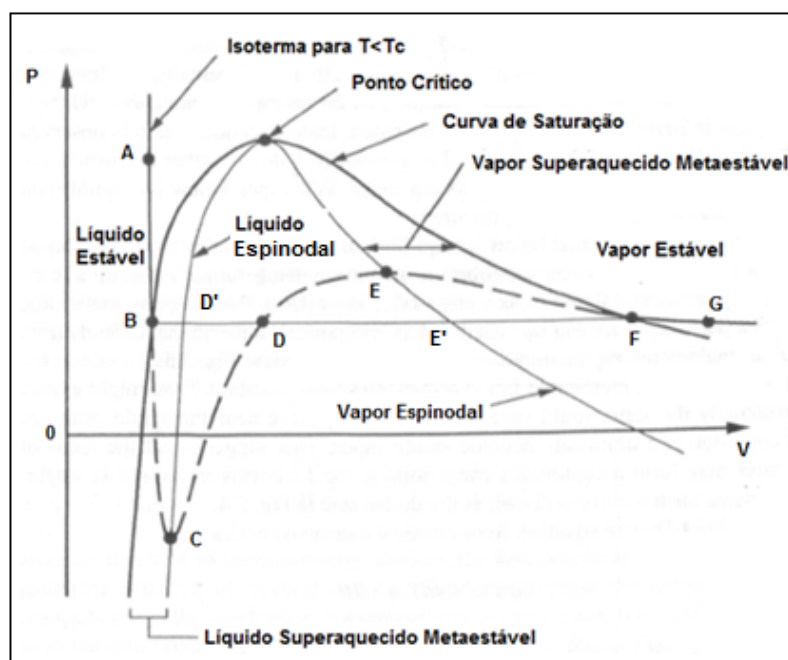


Figura 2.7 - Ciclo termodinâmico de um OLPHP.

Fonte: adaptada de Riehl (2003)

A equivalência entre as Figura 2.6 e 2.7 pode ser expressa da seguinte forma:

$$1 - 2 \rightarrow B - D' - F - G;$$

$$2 - 3 \rightarrow F - G;$$

$$3 - 4 \rightarrow G - F - E';$$

$$4 - 4' \rightarrow E' - B;$$

$$4' - 5 \rightarrow B;$$

$$5 - 6 \rightarrow B - A.$$

Riehl (2004) realizou extensa investigação experimental com OLPHP onde várias questões relacionadas ao seu desempenho foram avaliadas. Testes foram conduzidos com diversos fluidos de trabalho, para um OLPHP operando tanto na orientação vertical quanto na orientação horizontal. Os resultados experimentais mostraram que o sistema apresentou melhor desempenho quando operado na orientação horizontal, onde as mais baixas temperaturas no evaporador foram atingidas.

Segundo Khandekar et al. (2003b) os parâmetros de geometria do PHP desempenham um papel importante na sua operação, no que diz respeito ao número de curvas e dimensão do diâmetro interno. Para o mesmo diâmetro interno, o desempenho do PHP pode ser melhorado com o aumento do número de curvas. Outro importante parâmetro que deve ser considerado durante a operação do PHP é o fluido de trabalho selecionado. Quanto maior for a relação de Clapeyron para o fluido de trabalho usado no PHP, melhor será a seu desempenho.

O número de Bond deve ser empregado como limite superior para o valor máximo do diâmetro interno do tubo selecionado, pois é um parâmetro importante no processo de formação das bolhas (*plugs*) no fluido de trabalho. Sendo satisfeita esta condição para formação de bolha, o OLPHP deverá operar de forma satisfatória. Outro fator que influencia diretamente o desempenho do OLPHP é o número de trechos retos, quanto maior for, maior será sua capacidade de transferência de calor.

2.2. Componentes de tubos de calor pulsativos

Um tubo de calor pulsativo, do tipo OLPHP ou CLPHP, é semelhante a um HP convencional, em termos construtivos. A diferença é que o PHP não possui malha em seu interior, mas tanto o tubo quanto o fluido de trabalho possuem as mesmas características e propriedades físico-químicas desejáveis para a construção de um HP convencional. Além disso, os processos de fabricação de ambos os tubos de calor são similares em vários aspectos, podendo a vida útil de um PHP ser prolongada pela seleção adequada do fluido de trabalho e do material do tubo, da mesma forma que é feita para um HP. A compatibilidade físico-química destes componentes constitui um fator importante no desempenho de um PHP, uma vez que pode evitar a ocorrência de falhas mecânicas em sua parede, dissolução do material da parede, geração de gás não condensável, decomposição do fluido de trabalho ou mesmo todas estas ocorrências simultaneamente.

2.2.1. Fluido de trabalho

Na especificação do fluido de trabalho para um tubo de calor, considera-se em primeira mão, a faixa de temperatura na qual ele irá operar. Reay e Kew (2006) recomendam que as características abaixo descritas devam ser avaliadas, pois são consideradas requisitos para o bom funcionamento de um tubo de calor.

a) Compatibilidade físico-química com o material do tubo: muito dos problemas associados com vida útil de tubos de calor estão diretamente ligados à incompatibilidade do fluido de trabalho com o tubo que o contém. Exemplo: amônia contida em tubo de cobre irá provocar um processo com elevada taxa de corrosão. A Tabela 2.1 fornece uma compilação da compatibilidade de vários fluidos de trabalho, com materiais utilizados na fabricação de tubos de calor, com o objetivo de orientar o desenvolvimento do seu projeto;

Tabela 2.1 – Testes de compatibilidade entre fluidos e tubos.

Fluido de Trabalho	Material Compatível Tubo e Solda	Material Incompatível
Amônia	Alumínio, Aço Inox, Ferro, Níquel	Cobre
Acetona	Alumínio, Aços Inoxidáveis 304, 316, Níquel, Cobre, Sílica	Aço Carbono, Aço Inox 410
Álcool etílico	Alumínio, Aços Inoxidáveis 304, 316	Bronze, Zinco, Estanho, Chumbo Ferro Fundido
Álcool metílico	Aço Inoxidável, Ferro, Níquel, Cobre, Latão, Sílica	Alumínio
Downtherm	Aços Inoxidáveis 304, 316, Cobre, Sílica	Aço Carbono, Ferro Fundido
Heptano	Alumínio	Aço Carbono, Ferro Fundido
Água	Aço Inoxidável 347, Níquel, Cobre, Sílica, Titânio	Aço inox, Alumínio, Inconel
Freon 11,113	Alumínio	Aço Carbono, Aços Inoxidáveis 304, 316, Ferro Fundido
Mercúrio	Aço Inoxidável Austenítico	Molibdênio, Níquel, Tântalo, Inconel, Titânio, Nióbio
Sódio	Aço Inoxidável, Níquel, Inconel, Nióbio	Titânio
Lítio	Tungstênio, Tântalo, Molibdênio, Nióbio	Aço Inox, Níquel, Inconel, Titânio
Potássio	Aço Inoxidável, Inconel	Titânio
Prata	Tungstênio, Tântalo	Rênio

Fonte: adaptada de Faghri (1995)

- b) Estabilidade térmica: a degradação térmica pode ocorrer em determinados fluidos orgânicos, sendo necessário manter a temperatura abaixo de um determinado valor para prevenir a quebra destes fluidos em diversos componentes;

- c) Alto valor da relação de Clapeyron: uma pequena variação da temperatura de saturação representa uma grande variação na pressão de saturação, a qual afetará diretamente as forças de bombeamento atuantes no PHP durante a sua operação, lembrando que quanto mais alta a relação Clapeyron, melhor será a operação do PHP (KHANDEKAR et al. 2003);
- d) Calor latente elevado: baixos valores de calor latente afetarão diretamente a taxa mínima de transferência de calor necessária para acelerar o vapor até a velocidade superficial crítica, que é um importante parâmetro na análise da operação de PHP. Por outro lado, altos valores de calor latente são importantes devido a relação dP/dT , a qual pode refletir pequenas perdas de carga em função da temperatura do fluxo. (RIEHL, 2003);
- e) Condutividade térmica elevada: é preferível, pois minimiza o gradiente radial de temperatura na operação do tubo de calor;
- f) Baixa viscosidade: a resistência ao fluxo de fluido de trabalho é minimizada com baixos valores de viscosidade líquida;
- g) Tensão superficial elevada: é recomendável que o fluido de trabalho apresente um baixo valor de tensão superficial (σ) pois altos valores deste parâmetro acarretam perdas de carga adicionais. Isto é especialmente importante quando é considerada a operação do PHP na orientação horizontal, onde as forças decorrentes da tensão superficial são mais atuantes e a influência gravidade é negligenciada (RIEHL, 2003);
- h) Ponto de congelamento aceitável: o congelamento do fluido de trabalho pode provocar deformações mecânicas no invólucro ou até mesmo seu rompimento, no caso do fluido em questão ser água ou outras substâncias com elevado teor deste líquido. Neste caso é recomendável o uso de aditivos

que elevam a temperatura de congelamento do fluido de trabalho; por exemplo, etileno glicol adicionado ao álcool metílico.

As substâncias relacionadas na Tabela 2.2 são usualmente empregadas como fluido de trabalho em tubos de calor nas respectivas faixas de temperaturas. Suas propriedades térmicas podem ser encontradas no Apêndice A.

Tabela 2.2 - Temperaturas de fluidos utilizados em tubos de calor.

Fluido	Temperatura de Fusão (°C)	Temperatura de Ebulição a 1 atm. (°C)	Temperatura de Operação (°C)
Hélio	- 271	- 261	- 271 a - 269
Nitrogênio	- 210	- 196	- 203 a - 160
Amônia	- 78	- 33	- 60 a 100
Penteno	- 130	28	- 20 a 120
Acetona	- 95	57	0 a 120
Álcool metílico	- 98	64	10 a 130
Flutec PP2	- 50	76	10 a 160
Álcool etílico	- 112	78	0 a 130
Heptano	- 90	98	0 a 150
Água	0	100	30 a 200
Tolueno	- 95	110	50 a 200
Flutec PP9	- 70	160	0 a 225
Termex	12	257	150 a 350
Mercúrio	- 39	361	250 a 650
Césio	29	670	450 a 900
Potássio	62	774	500 a 1000
Sódio	98	892	600 a 1200
Lítio	179	1340	1000 a 1800
Prata	960	2212	1800 a 2300

Fonte: adaptada de Reay e Kew (2006)

Faghri (1995) classifica as faixas de temperaturas de operação de tubos de calor em:

- a) Temperaturas criogênicas: tubos de calor operando entre 4 e 200 K (-269 a -73 °C). Fluidos de trabalho típicos que operam nesta faixa de temperatura: hélio, argônio, oxigênio e criptônio. A quantidade de calor que pode ser transferida por tubos de calor nesta condição é reduzida, devido à pequena quantidade de calor latente, alta viscosidade e baixa tensão superficial destes fluidos;
- b) Temperaturas baixas: tubos de calor operando entre 200K e 550 K (-73 e 277°C). Fluidos de trabalho típicos que operam nesta faixa de temperatura: amônia, acetona, álcool metílico e água. Estes fluidos apresentam boa capacidade de calor latente e baixa tensão superficial;
- c) Temperaturas elevadas: tubos de calor operando a 750 K (477°C) e acima. Fluidos de trabalho típicos que operam nesta faixa de temperatura: sódio, lítio e prata.

Peterson (1994) apresenta na Figura 2.8, faixas de temperaturas de operação de tubos de calor de acordo com os respectivos fluidos de trabalho.

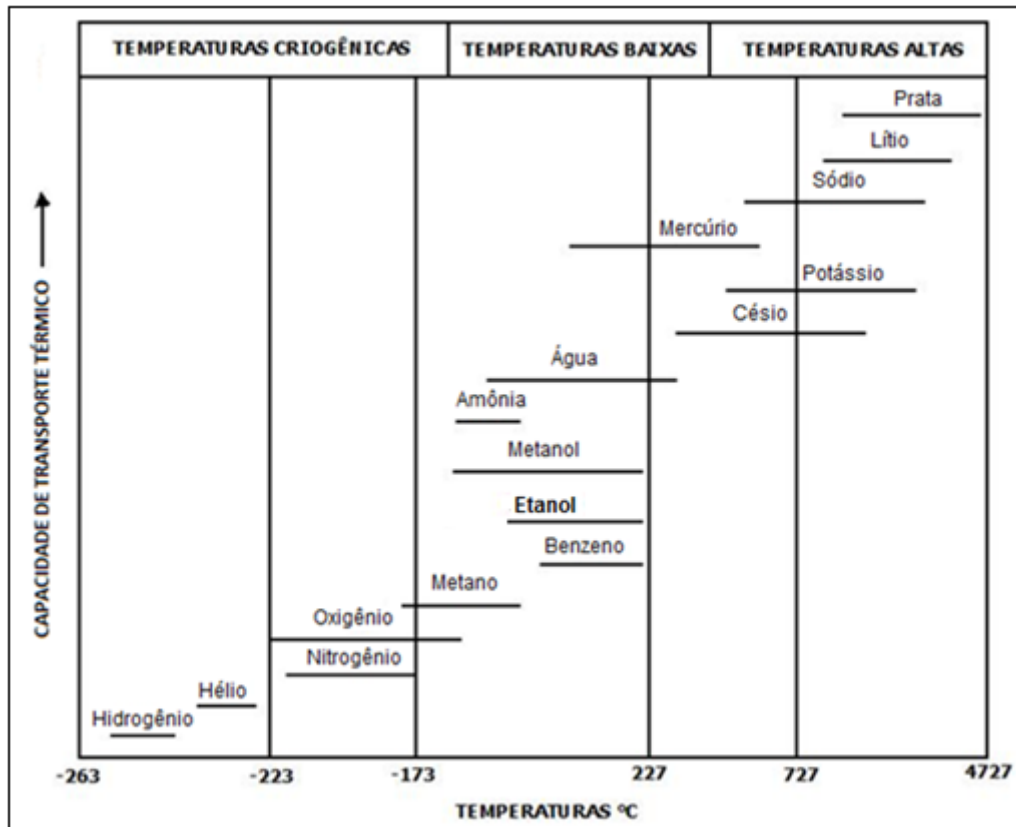


Figura 2.8 - Temperaturas de operação de tubos de calor.

Fonte: adaptada de Peterson (1994)

Além dos critérios utilizados para a especificação do fluido de trabalho, anteriormente descritos, outra ferramenta, conhecida como Figura de Mérito pode ser utilizada para este fim. A Figura de Mérito é definida, segundo Reay e Kew (2006) conforme a Equação 2.1.

$$M = \frac{\rho_l \sigma_l h_{lv}}{\mu} \quad (2.1)$$

A Figura 2.9 apresenta a Figura de Mérito, também conhecida como Fator de Transporte Líquido (PETERSON, 1994), para vários fluidos frequentemente utilizados em tubos de calor, em várias temperaturas de operação.

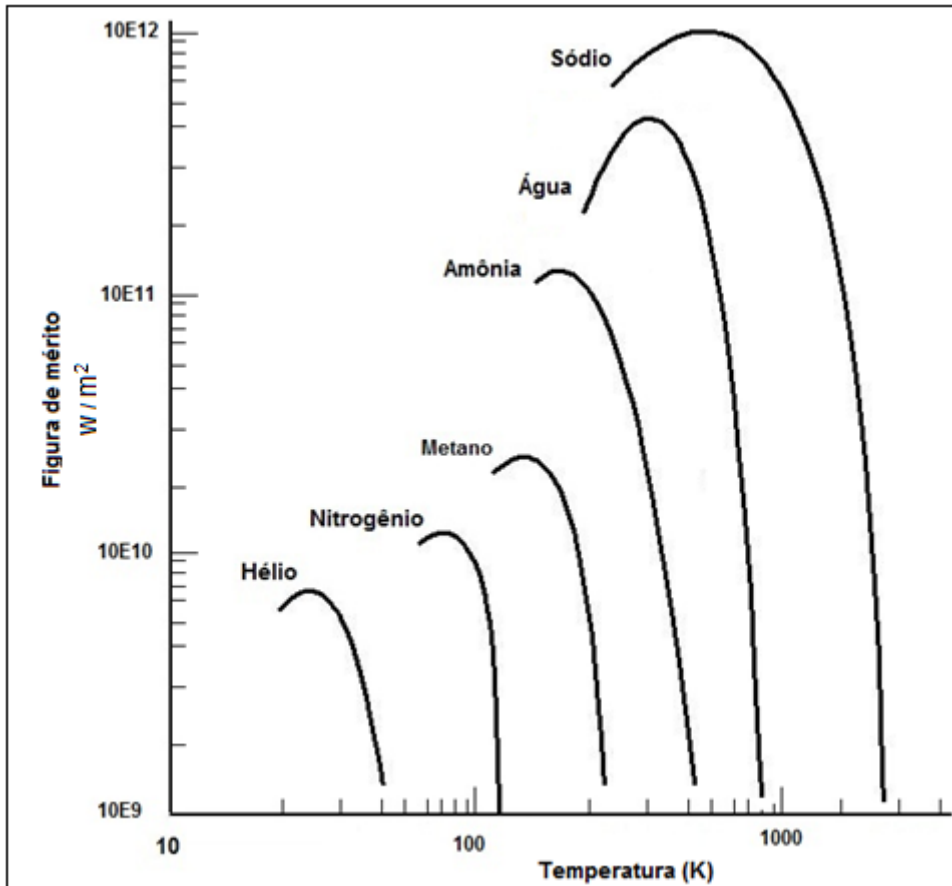


Figura 2.9 - Figuras de mérito para fluidos de trabalho.

Fonte: adaptada de Peterson (1994)

Um alto valor da Figura de Mérito não é o único critério utilizado na seleção de um fluido de trabalho para tubos de calor, conforme mencionado anteriormente, mas contribui para isso quando características e propriedades físico-químicas são parecidas ou apresentam valores próximos.

Segundo William et al. (2004), na faixa de temperatura 450-700 K (177 a 427 °C), não há fluidos de trabalho que foram validados para tubos de calor, com exceção da água na temperatura mais baixa deste intervalo. Assim foram analisados potenciais fluidos de trabalho, incluindo vários fluidos biológicos, mercúrio, enxofre, iodo e halogenetos - halogêneos em estado de oxidação. Vários dos sais de halogeneto,

incluindo o tetracloreto de titânio, tetra brometo e tetraiodeto parecem ser fluidos adequados para operação no intervalo de temperatura de 450 a 700 K.

Assim, o desenvolvimento de potenciais fluidos de trabalho, que atendam os diversos requisitos de projeto de tubos de calor, ainda requer novas pesquisas. Neste campo, Riehl e Santos (2011) apresentam investigação feita com nanofluidos utilizados como fluidos de trabalho em OLPHPs. Nanofluidos são conhecidos como fluidos regulares com adição de nanopartículas sólidas com dimensões (diâmetro) inferiores a 40 nm; são utilizados para melhorar o desempenho térmico do fluido, aumentando a sua condutividade térmica. Trabalhos anteriores têm demonstrado que a condutividade térmica do líquido pode ser aumentada em 20% se as nanopartículas forem a ele adicionadas em uma concentração de 5% de sua massa. A operação de OLPHP é altamente influenciada pelo diâmetro crítico de bolha, relacionado com um fluido de trabalho específico. Assim, um OLPHP foi testado com água, com uma adição de 5% em massa de nanopartículas de cobre. Melhorias no funcionamento do dispositivo global foram observadas quando se utiliza o nanofluido com temperaturas mais baixas, assim como uma influência direta sobre as condutâncias térmicas ao longo do OLPHP.

2.2.1.1. Carga do fluido de trabalho em OLPHP

Kandekar (2004) relata experimentos com CLPHP, na orientação vertical contendo álcool etílico com 90%, 50%, 30% e 0% do volume total do tubo, cujos resultados são mostrados na Figura.2.10. Foi constatado que os limites para que o modo pulsativo ocorra no CLPHP são 20% e 80% de carga de fluido. Abaixo do limite inferior foi registrada secagem (*dryout*) na região evaporador do CLPHP e a transferência de calor ocorreu unicamente por condução. Acima do limite superior foi registrada menor ocorrência de bolhas de vapor (*slugs*) na região do evaporador do CLPHP e a transferência de calor ocorreu de forma similar àquela em um termossifão, com o fluido de trabalho na fase líquida.

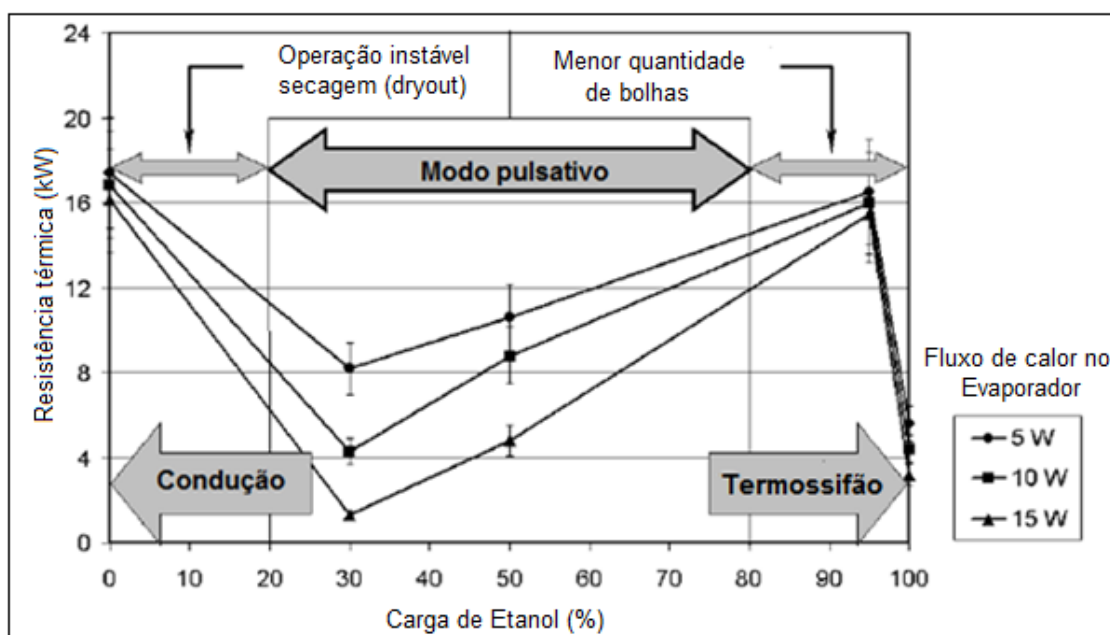


Figura 2.10 - Efeito da carga de fluido na operação de CLPHP.

Fonte: adaptada de Khandekar et al. (2004)

2.2.1.2. Secagem do fluido de trabalho

Quando um fluxo de calor elevado passa pelo evaporador do OLPHP, seu limite de operação pode ser atingido, resultando na secagem do fluido local e interrompendo o seu funcionamento. A este fluxo dá-se o nome de fluxo crítico de calor. O modelo termohidrodinâmico deste fenômeno, conhecido como secagem (*dry-out*) não está ainda totalmente esclarecido, já que diversos fatores podem contribuir significativamente para sua ocorrência.

Em condições normais de funcionamento OLPHPs apresentam oscilações simultâneas de bolhas de vapor e de porções líquidas no interior do tubo. Se o fluxo de calor no evaporador atinge um nível muito alto, um processo de ebulição, com grande velocidade, ocorre apresentando elevada taxa de evaporação. Em condições específicas, o crescimento das bolhas na região do evaporador conduz à secagem parcial do tubo, impedindo a entrada de líquido na região e fazendo com

que a temperatura em sua parede atinja altos valores. A ocorrência deste processo leva ao esgotamento (*burn out*) e consequente interrupção do funcionamento do OLPHP.

A Figura 2.11 representa a região do evaporador em um OLPHP com ocorrência de bolhas de vapor (*plug*) e porções de líquido (*slug*), seguida da secagem local (*dry-out*) e inundação, ou seja, acúmulo de fluido na região posterior, por atingimento do fluxo de calor crítico na orientação vertical do tubo. Khandekar et al. (2004) relata que a ocorrência do estado seco no OLPHP está associada à mudança no regime de escoamento de bolhas coalescidas (*plug / slug*) para o regime de escoamento anular.

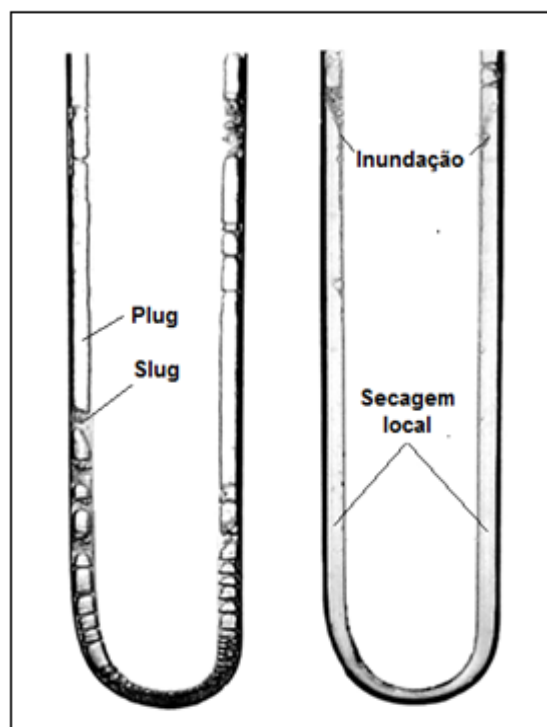


Figura 2.11 - Processo de secagem do fluido de trabalho na região do evaporador.

Fonte: adaptada de Khandekar et al. (2004)

Katpradit et al. (2004) relatam experimentos com OLPHPs, operando nas posições horizontal e vertical, com temperatura de trabalho $60 \pm 5^\circ\text{C}$, onde OLPHPs possuem as regiões do evaporador, adiabática e do condensador com comprimentos iguais e razão de enchimento 50%, utilizando água, álcool etílico e R123 como fluido de trabalho. Duas barras de cobre foram soldadas nos OLPHPs formando a região do evaporador, enquanto para a região do condensador foi utilizado invólucro contendo água de arrefecimento. As temperaturas nas paredes dos evaporadores, para os fluidos de trabalho utilizados, são comparadas durante a etapa de aquecimento. O procedimento foi repetido até que uma ou mais temperatura na parede do evaporador começasse a subir rapidamente, indicando que o estado seco tinha sido atingido. Os resultados mostram que o fluxo crítico de calor diminuiu com o aumento do comprimento do evaporador e aumentou com a elevação do calor latente de evaporação.

2.2.2. Tubo

O fluido de trabalho necessita estar contido em um recipiente que o separe do ambiente no qual se encontra. Além disso, para um dispositivo transportar a energia térmica através de um fluido de trabalho, é preciso que um volume de controle a ele associado, seja perfeitamente definido, com dimensões e geometria conhecidas. Acrescenta-se a isso, a necessidade de manter um diferencial de pressão entre um meio interno e externo, isolando um do outro, além de possibilitar a transferência de calor entre eles. Estas funções são desempenhadas pelo tubo cuja seleção do material de fabricação deve ser conduzida de forma criteriosa, uma vez que vários fatores contribuem para seu desempenho, vida útil e segurança durante sua operação.

Peterson (1994) relata que, dentre os requisitos básicos que um tubo para a fabricação de tubos de calor deve atender, encontram-se a capacidade de manter a vedação, evitando vazamento do fluido de trabalho e a integridade estrutural através da faixa de pressões na qual irá operar. Dentre os materiais indicados para este

tipo de aplicação, estão as ligas de alumínio, aços carbono, aços inoxidáveis, inco-
nel, ligas de cobre, titânio, materiais compostos, compostos de metal e carbono ou
para aplicações em altas temperaturas, sílica ou material refratário com revesti-
mento para evitar corrosão.

Atualmente o cobre é o material mais utilizado na fabricação de tubos de calor,
operando entre 0°C e 200°C em aplicações de resfriamento de equipamentos ele-
trônicos, tais como computadores pessoais e portáteis (*notebook*) (Reay e Kew,
2006). O alumínio, em razão de seu peso reduzido, tem aplicação bastante disse-
minada na área aeroespacial, sendo empregado principalmente na liga 6061 T6 em
tubos ou mesmo em perfis extrudados. Aços inoxidáveis da série AISI 300
(302,304, 316L e 321) não são recomendados para tubos de calor que utilizam
água como fluido de trabalho e onde uma longa vida útil seja necessária, devido à
tendência de geração de gases não condensáveis; com exceções feitas ao aço
inoxidável AISI 347. Entretanto os aços inoxidáveis são recomendados para uma
ampla gama de aplicações, que vão desde seu uso em tubos de calor contendo
fluidos orgânicos (acetona, álcool metílico e álcool etílico) até para metais no estado
líquido (mercúrio, sódio e potássio).

Reay e Kew (2006) propõem que a seleção do material do tubo, leve em conside-
ração os seguintes fatores:

- a) Compatibilidade com o fluido de trabalho e com o meio externo: as duas
maiores e também piores decorrências da incompatibilidade do material do
tubo com o fluido de trabalho, mostrada na Tabela 2.1, ou com o meio ex-
terno, são a corrosão e a geração de gases não condensáveis. Caso o tubo
seja corroído pelo fluido de trabalho, o material resultante deste processo
pode ser transferido do evaporador para o condensador, aí sendo acumu-
lado e provocando o entupimento do tubo. Esta ocorrência irá interferir
diretamente na capacidade operacional do tubo de calor, aumentando a re-
sistência térmica local e reduzindo a tensão superficial do fluido de trabalho,

com isso reduzindo a transferência de calor na região afetada. A geração de gases não condensáveis, resultante de reações químicas entre o material do tubo e o fluido de trabalho é considerada por Reay e Kew (2006) e Peterson (1994) como sendo a maior responsável pelas falhas ocorridas em tubos de calor. Neste processo também ocorre o bloqueio da região do condensador, provocando os mesmos efeitos anteriormente mencionados decorrentes do processo de corrosão;

- b) Dentro das classificações de vasos de pressão propostas por Telles (1991), um tubo de calor que possui o fluido de trabalho submetido ao vácuo, pode ser classificado como um vaso para pressão externa ou operação a vácuo. Portanto, é recomendável que, o projeto de tubos de calor siga a normalização pertinente, tais como as normas *ASME* (Estados Unidos da América), BS-5500 (Inglaterra) e ABNT-NR 13 (Brasil). Segundo Telles (1991), estas normas foram criadas não só para padronizar e simplificar o cálculo e projeto de vasos de pressão, mas principalmente para garantir condições seguras de operação. Assim, as normas de projeto que raramente são de caráter legal e obrigatório, são exigidas como requisito mínimo de segurança pela maioria dos projetistas e usuários de vasos de pressão e conseqüentemente é também recomendável para o projeto e desenvolvimento de tubos de calor. A norma *ASME*, Seção VIII, Divisão 1 recomenda que a tensão admissível de projeto à qualquer temperatura, seja menor que 25% do valor da tensão máxima em tração do material utilizado na fabricação do tubo. Telles (1991) relata que o cálculo estrutural de cascos cilíndricos para vasos de pressão externa, segue a norma *ASME*, Seção VIII, Divisão 1, Parágrafo UG-28. Especificado o material e determinada a geometria do tubo, conseqüentemente seu peso será definido. Daí surge a necessidade de avaliar se o peso do tubo, atende os requisitos de projeto. Caso não atenda aos requisitos, recomenda-se escolher outro material compatível e refazer os cálculos estruturais até que a relação resistência / peso seja satisfeita, pois ela tem importância considerável no caso de aplicações em equipamentos espaciais, aeroespaciais e eletrônicos de um modo geral;

- c) Condutividade térmica: a queda de temperatura entre as regiões do evaporador e do condensador de um tubo de calor, resultante das resistências térmicas de contato entre a fonte de calor e o evaporador, e entre o condensador e dissipador, constitui um fator importante a ser considerado na seleção do material do tubo. Em muitas aplicações, a combinação destas resistências terá a mesma magnitude da resistência total apresentada pelo tubo de calor. Assim, quanto mais elevada for a condutividade térmica do material, menor serão os valores destas resistências e conseqüentemente menor será a queda de temperatura ocorrida na operação do tubo de calor.

2.3. Aplicações de tubos de calor pulsativos

A demanda por novas e avançadas tecnologias de controle térmico, visando aplicações aeroespaciais, espaciais e terrestres, é crescente na medida em que a miniaturização dos componentes eletrônicos e suas capacidades de processamento, por conseguinte, suas potências térmicas dissipadas crescem exponencialmente. Acrescenta-se a isso a necessidade de uma vida útil longa e confiável, envolvendo o mínimo de manutenção, quando não zero, no caso de artefatos espaciais, como satélites, veículos aeroespaciais, telescópios, sondas etc.

Neste cenário, após um período de relativa calma no que diz respeito à pesquisa e desenvolvimento, o interesse por PHP voltou a ser despertado, pois tem-se aí um caso típico de dispositivo térmico que atende às premissas anteriormente citadas.

Miyazaki et al. (2013) desenvolveram modelo experimental para o controle térmico do sistema de transmissão de dados, em modelo de satélite artificial com dimensões reduzidas, utilizando 03 OLPHP montados em painéis de sua estrutura, conforme mostra a Figura 2.13. Os painéis n°1 e n°2 são considerados fontes de

calor, pois contêm equipamentos dissipadores de calor; os painéis n°3, 4, 5 e 6 considerados dissipadores de calor ou radiadores.

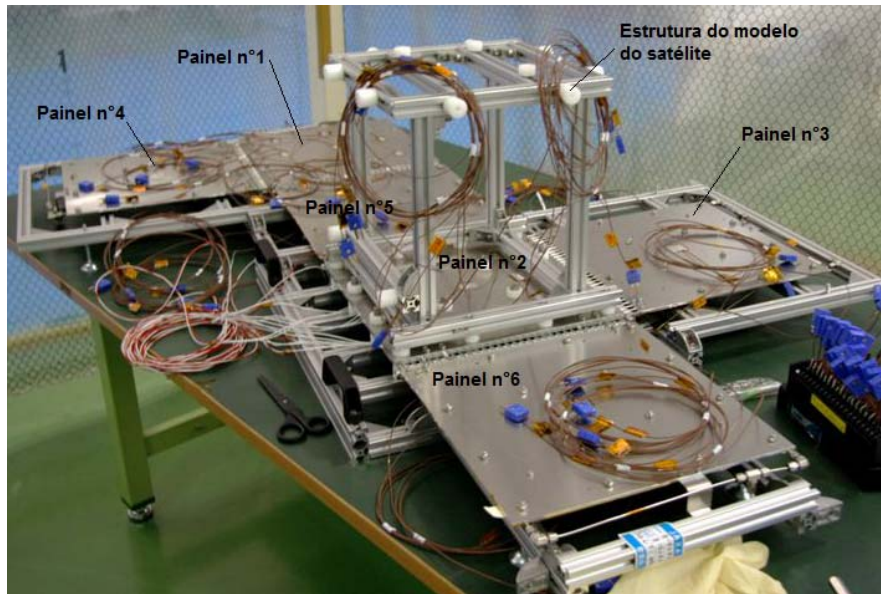


Figura 2.13 - Modelo do satélite com painéis abertos.

Fonte: adaptada de Miyazaki et al. (2013)

O arranjo dos OLPHPs instalados nos painéis do modelo de satélite, cruzados entre si, é mostrado na Figura 2.14.

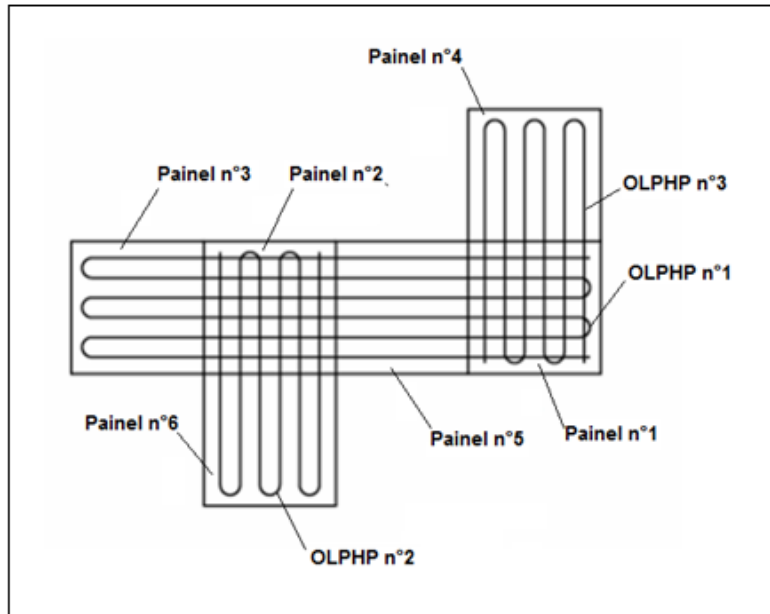


Figura 2.14 - Arranjo de OLPHPs instalados em painéis de modelo de satélite.

Fonte: adaptada de Miyazaki et al. (2013)

Os OLPHPs utilizados no controle térmico são confeccionados em tubos de aço inoxidável com diâmetro interno de 1 mm e externo de 1,6 mm. Apresentam 15 curvas no total e os comprimentos dos OLPHPs n°1,2 e 3 são 1290 mm e 645 mm respectivamente. Os OLPHPs estão ligados individualmente a um reservatório contendo fluido de trabalho HFC134a, construído em aço inoxidável, com formato cilíndrico e com capacidade para 50 cm³.

As vantagens apresentadas por este tipo de controle, segundo os autores, são as seguintes:

- a) Todos instrumentos são capazes de ser montados em qualquer lugar na estrutura dos painéis, sem que o projeto térmico do satélite seja comprometido;

- b) As temperaturas de todos os instrumentos permanecem constantes independentemente do posicionamento do satélite ou seja, do ambiente térmico externo em que se encontra;
- c) As temperaturas de todos os instrumentos permanecem constantes, mesmo que a dissipação de calor dos instrumentos seja alterada.

Natsume, K. et al. (2013) desenvolveram modelos de OLPHPs que operando em temperaturas criogênicas, simulam o controle térmico em enrolamento de bobina para eletroímã supercondutor em alta temperatura (*High Temperature Superconducting* - HTS) conforme mostra a Figura 2.15.

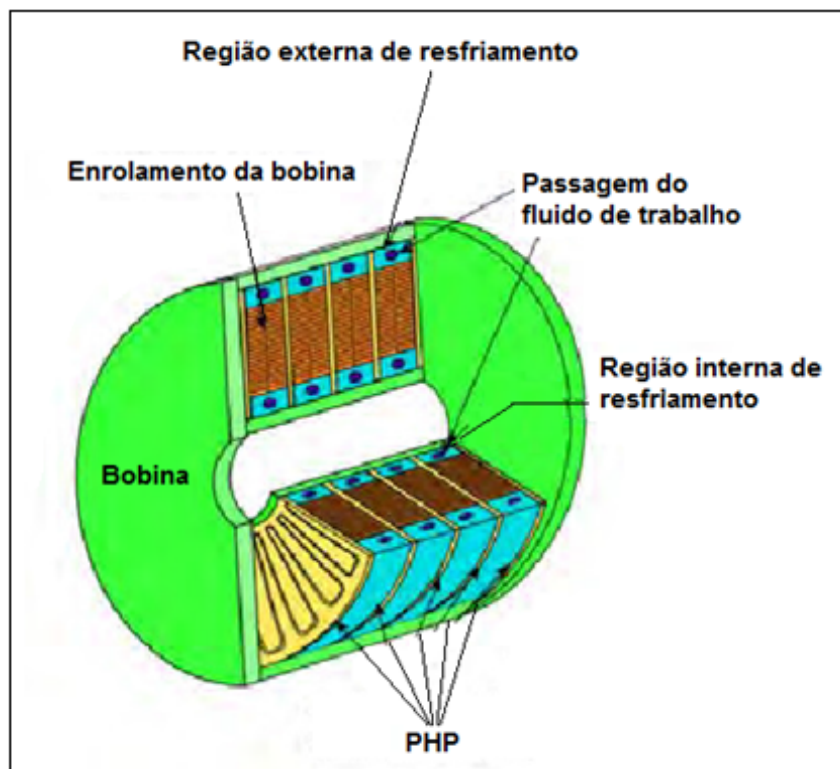


Figura 2.15 - Bobina HTS resfriada por OLPHP.

Fonte: adaptada de Natsume et al. (2013)

São propostos 02 tipos de OLPHPs para estudo de viabilidade da aplicação destes dispositivos de controle térmico no projeto de resfriamento da bobina HTS.

- a) OLPHP, mostrado na Figura 2.16 é constituído por um tubo capilar de aço inoxidável, dobrado em 10 curvas, 10 segmentos retos, com diâmetro externo 2 mm e interno 1 mm, comprimento 320 mm / segmento. Os fluidos de trabalho utilizados foram H₂, Ne e N₂, com carga de 50% do volume disponível pelo PHP;

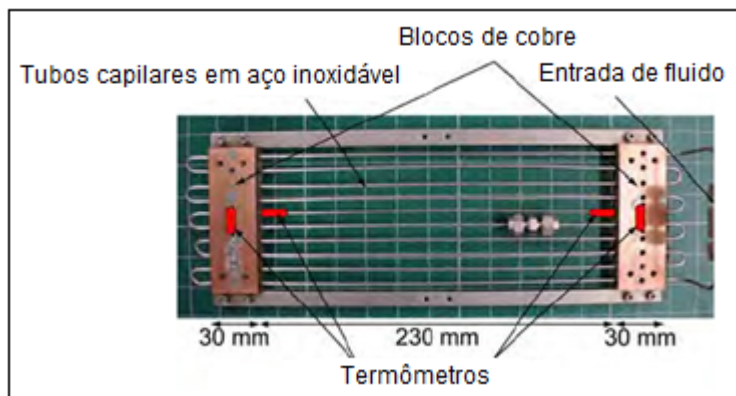


Figura 2.16 - Modelo de OLPHP.

Fonte: adaptada de Natsume et al. (2013)

- b) OLPHP construído em chapa plana de aço inoxidável, usinada nas dimensões 5 mm (espessura) x 95 mm (largura) x 225 mm (comprimento) é mostrado na Figura 2.17. Foram usinados 22 canais na chapa, em duas camadas - frente e verso - medindo 1,5 mm (largura) x 1,5 mm (profundidade) x 220 mm (comprimento); fechamento feito com duas chapas do mesmo material na parte superior dos canais;



Figura 2.17 - Modelo de OLPHP.

Fonte: adaptada de Natsume et al. (2013)

Os resultados obtidos através de ensaios realizados com o OLPHP apresentado na Figura 2.17, demonstrou uma condutância térmica máxima de 4600 W/mK, conforme mostra a Figura 2.18. Ao compararmos este valor com a condutância térmica máxima calculada para uma barra de cobre, as dimensões seriam equivalentes a 11,5 barras medindo 1,5 mm (largura) x 1,5 mm (profundidade) x 220 mm (comprimento).

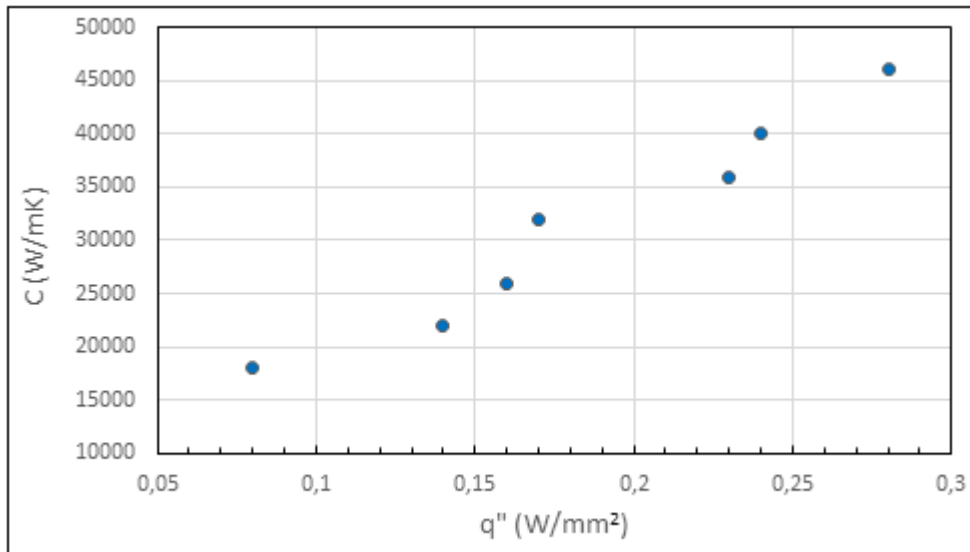


Figura 2.18 - Desempenho do Modelo de PHP com Ne.

Fonte: adaptada de Natsume et al. (2013)

Os resultados obtidos durante os ensaios com o OLPHP mostrado na Figura 2.17, com outros fluidos de trabalho, são apresentados na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Características do PHP construído em placas

Fluido do Trabalho	Temperatura de Operação (K)	Taxa de Enchimento (%)	Condutância Térmica Efetiva (W/mK)
H2	18 - 24	23 - 60	~ 850
Ne	26 - 32	23 - 53	~2500
N2	78 - 84	22 - 43	~3500

Fonte: adaptada de Natsume et al. (2013)

Os autores concluem que é necessário dar continuidade ao processo de desenvolvimento dos dispositivos avaliados, seguido de novas baterias de teste para a conclusão da etapa de definição dos componentes do controle térmico previsto.

Riehl e Cachuté (2013) relatam que dispositivos térmicos passivos de elevado desempenho, utilizando a tecnologia de tubos de calor, estão sendo empregados no controle térmico de sistemas de vigilância do espaço aéreo e terrestre, na área de defesa. Assim, uma tecnologia correntemente disseminada na área espacial, pode encontrar aplicação em sistemas de vigilância e defesa.

Os equipamentos que compõem os sistemas em questão, possuem características próprias, requisitos operacionais e ambientais considerados arrojados, tais como:

- a) Elevados valores de potência dissipada por componentes elétricos e eletrônicos, principalmente por circuitos processadores com altas capacidades de processamento;
- b) Arquitetura física dos equipamentos, posicionando fontes de calor (*hotspots*) distantes dos elementos de dissipação;
- c) Elevado grau de empacotamento dos componentes mecânicos, eletromecânicos e placas de circuito impresso;
- d) Projeto que limita características físicas do sistema, por exemplo: peso e mobilidade;
- e) Requisitos ambientais que caracterizam o meio no qual o sistema irá operar ou ser armazenado, por exemplo: índice pluviométrico, poeira e ventos;

f) Custos de construção e de manutenção adequados.

Para esse tipo de aplicação, em sistemas com elevado grau de restrições físicas e operacionais e pelas características que apresenta, foi escolhido o OLPHP mostrado na Figura 2.19, para integrar o controle térmico instalado em sistema de vigilância terrestre.

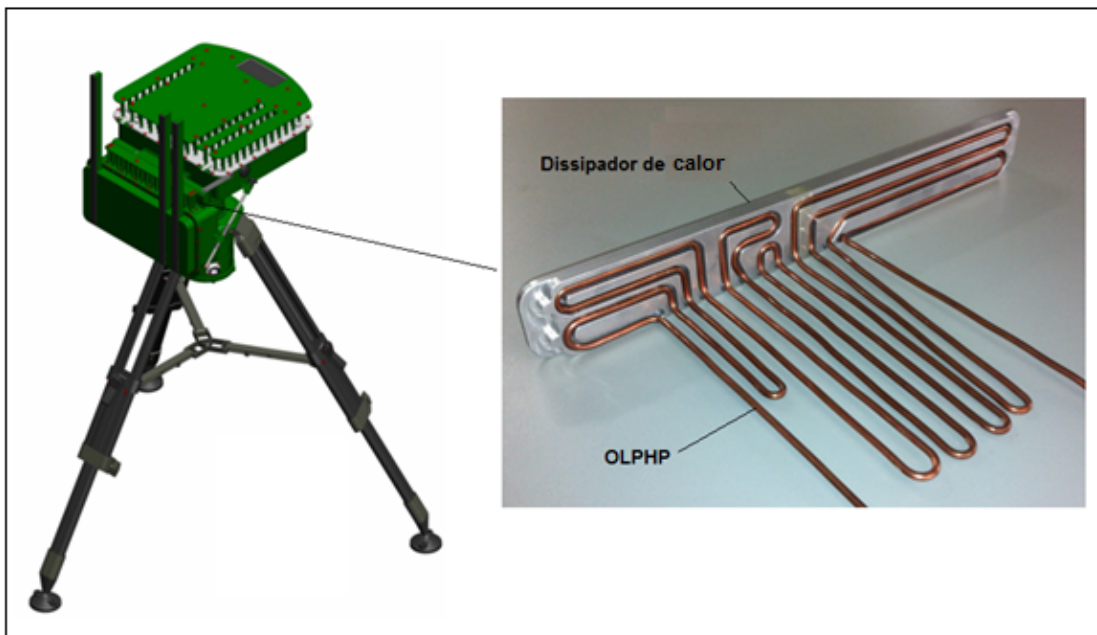


Figura 2.19 - OLPHP integrado a dissipador de calor.

A Figura 2.20 mostra o dissipador de calor da Figura 2.19 montado, em procedimento de teste.

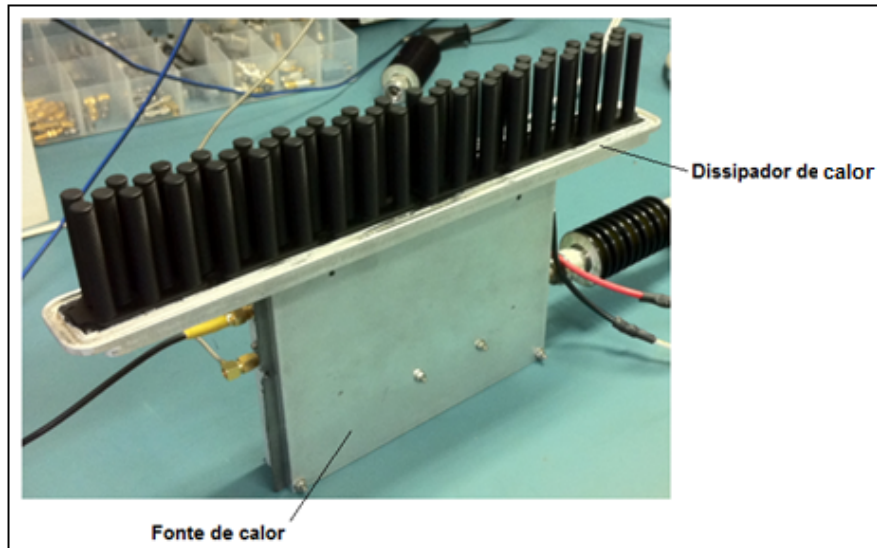


Figura 2.20 - OLPHP integrado ao dissipador de calor.

A Figura 2.21 mostra a distribuição de calor no espectro infravermelho, transferido para o dissipador mostrado na da Figura 2.19.

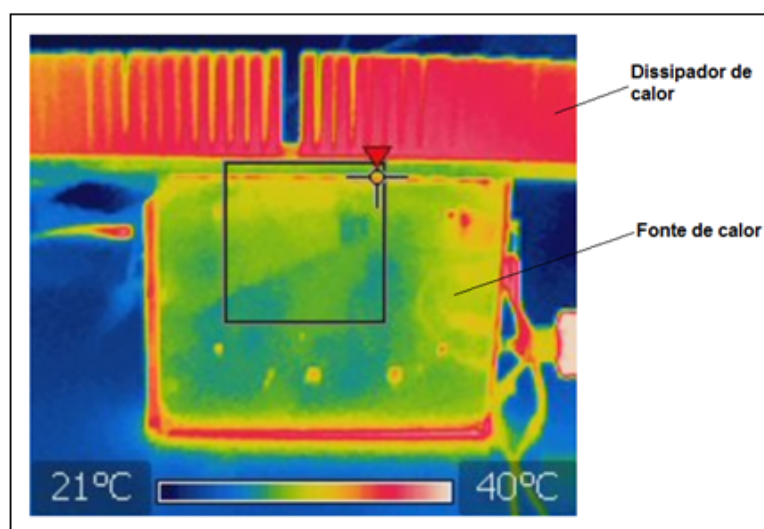


Figura 2.21 - Imagem infravermelha do OLPHP em operação.

Foram observadas diferenças de temperatura da ordem de 25°C entre fontes de calor e de dissipação, com potências dissipadas em torno de 40 W pelos sistemas componentes do equipamento de vigilância, mantendo a temperatura média abaixo de 80°C, prevista em requisito para seu funcionamento. Os OLPHP desenvolvidos, além do transporte de calor da fonte para o dissipador, atuaram também como distribuidores de calor visando a obtenção de condição isotérmica ao longo de superfícies de dissipação do equipamento. A condutância térmica máxima apresentada pelos OLPHP foi da ordem de 1,6 W/m°C, obtida em bateria de testes realizados.

A Figura 2.22 mostra um sistema de transferência de calor desenvolvido para equipamento nacional de vigilância aérea e terrestre. O sistema emprega um OLPHP, utilizando álcool metílico como fluido de trabalho, com capacidade de transporte na faixa de 60 W.

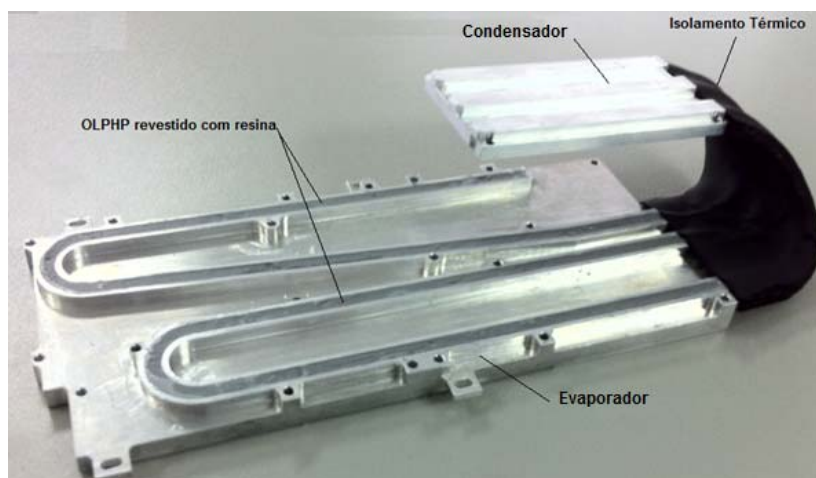


Figura 2.22 - OLPHP integrado ao dissipador de calor.

Thompson et al. (2012) investigaram experimentalmente OLPHP construído em placa plana. Esta configuração não convencional de OLPHP opera como espalhador de calor (*heat spreader*) sobre uma determinada superfície, buscando atingir uma condição isotérmica. O dispositivo foi construído em placa de cobre nas dimensões 101,6 mm x 101,6 mm x 3,18 mm, com canais cuja seção transversal

quadrada medindo 1,02 mm de lado, usinados em ambas as faces. O fluido de trabalho utilizado foi acetona, com taxa de preenchimento de 80% do volume do tubo. Um lado do dispositivo foi aquecido, produzindo uma fonte de calor com 9 cm² de área e o outro lado foi acoplado a um dissipador de calor, constituído por pinos cilíndricos que foram resfriados por corrente direcionada de ar, na velocidade de 1, 2 e 3 m/s, dentro de um túnel de vento. O conjunto foi submetido a uma taxa máxima de calor de 230 W, à velocidade do ar de 3 m/s, a temperatura em sua superfície não excedeu 100°C. Como as temperaturas oscilaram, em função do tempo, para todas as velocidades do ar investigadas, ficou registrado a distribuição uniforme de calor ao longo do dispositivo.

Riehl (2004) relata várias aplicações de OLPHPs, que vão desde o controle térmico de equipamentos eletrônicos e de estruturas, até o controle térmico em ambiente de micro gravidade. A construção simples, peso reduzido, baixo custo de fabricação e fácil integração, fez com que PHPs chamassem a atenção para aplicações em radiadores espaciais, com a finalidade de melhorar as características isotérmicas de suas superfícies.

Segundo Antukh et al. (2004), OLPHPs estão sendo utilizados, com grande eficiência, no controle térmico de resfriadores de água por adsorção e de sistemas de ar condicionado, devido à baixa pressão dentro do seu tubo, quando trocadores de calor com sublimadores porosos são utilizados ao invés de evaporadores.

Face aos motivos expostos nesta Revisão Bibliográfica, fica evidenciado o potencial do uso de OLPHPs, como parte integrante de sistemas onde um controle térmico confiável, de baixo custo de implantação e com dimensões reduzidas seja requerido.

3 ANÁLISE TEÓRICA DE OLPHPs

A análise teórica de OLPHPs contempla as abordagens térmica e hidrodinâmica, pois nos processos de convecção e evaporação que ocorrem internamente nos tubos, líquido e vapor estão simultaneamente em movimento, Isso resulta em escoamentos bifásicos normalmente mais complexos do que aqueles que ocorrem em uma única fase.

Borisov et.al (2002) relatam que o modelo quasi-estacionário tem mostrado grande potencial na predição de operação de OLPHP, de acordo com resultados experimentais apresentados. Qu (2003) relata que a dinâmica das fases líquido / vapor é função da potência aplicada ao evaporador do PHP seu ângulo de inclinação e a presença de gases dispersa no fluido de trabalho.

Dobson (2004) desenvolveu um modelo matemático que orienta a operação de OLPHP, no qual as características de comportamento supostamente caótico foram observadas de acordo com resultados experimentais. Outros modelos têm sido formulados para descrever a operação de OLPHP, considerando parâmetros geométricos e efeitos do fluido de trabalho (SAKULCHANGSATJATAI et.al, 2003), bem como os efeitos de transferência de calor em sua operação (ZHANG; FAGHRI, 2002).

Givler et al. (2009) desenvolveram um modelo com a finalidade de melhorar o entendimento da operação de OLPHP e de como os parâmetros geometria, inventário de líquido, materiais, fluido de trabalho, afetam seu desempenho. Os processos físicos que descrevem um OLPHP são altamente interdependentes. O entendimento da operação de um OLPHP é dificultado pela natureza de não-equilíbrio do relacionamento dos fenômenos de evaporação e condensação, crescimento de bolhas e colapso ou coalescência, bem como pela reação dinâmica interdependente do fluido nos diversos canais do dispositivo.

Segundo Givler et al. (2009) os modelos que mais se destacam na abordagem de PHPs encontrados na literatura, são aqueles discutidos em uma série de publicações por Shafii et al. (2001), Zhang et al (2002), Zhang e Faghri (2003). Zhang et al. (2008), relatam modelos que incluem vários processos relevantes à operação de PHPs e assim contribuem para um melhor entendimento e exploração do assunto, no que diz respeito ao projeto e operação destes dispositivos. Em ordem cronológica, o primeiro modelo da série, discutido por Shafii et al. (2001) compreende a conservação do momento para a fase líquida (*slugs*) e a equação da conservação da massa para a fase vapor (*plugs*), a qual faz o balanço do fluxo evaporativo através da interface líquido-vapor. Nestas equações são assumidos coeficientes de transferência de calor para evaporação e condensação, superpostos por coeficientes para calor sensível. A equação da energia também é aplicada para a fase vapor e seu comportamento é especificado pela lei dos gases perfeitos. É mencionado que a pressão de vapor é usada quando as condições de saturação prevalecem. Este modelo é similar ao elaborado por Asai et al. (1987) para o crescimento de bolhas de vapor. Shafii et.al.(2001) consideram tanto PHPs em circuito aberto (OLPHP) como em circuito fechado (CLPHP), através da modificação das condições finais da localização das bolhas de vapor. Em geral estes modelos podem acomodar muitas bolhas de vapor e trechos de líquido. É calculado também a transferência total de calor do evaporador para o condensador.

Zhang et al. (2002) analisaram filmes líquidos que separam as bolhas de vapor da parede do tubo em OLPHP. Tais análises incluem o movimento do filme e considerações sobre curvatura; são computados também transferência de calor axial na coluna de líquido. A solução numérica para uma bolha de vapor mostra o comportamento oscilatório típico destes modelos. É demonstrado que o efeito da pressão capilar não é importante no processo. Zhang et al. (2002) combinaram as equações de conservação da energia, aplicada ao vapor, com a lei dos gases perfeitos para derivar a equação da conservação da massa, pressão e temperatura em PHPs. Estas equações foram utilizadas pelos autores ao invés da lei dos gases perfeitos e as equações de Clapeyron utilizadas por Asai. As equações das taxas de evaporação são usadas pelos autores para determinar a massa de vapor contida nas

bolhas. Contrastando com esta abordagem Shafii et al. (2001), anteriormente usaram somente a equação da conservação da energia para o vapor em suas simulações. Zhang et al. (2002) apresentou modelo consistindo de apenas três equações diferenciais ordinárias: equação da conservação do momento, e outras duas com respeito ao balanço de evaporação e condensação na interface entre as fases líquido / vapor. Outras relações são provenientes da equação da energia resultaram em equações de estado do sistema.

Pelo acima exposto verificou-se que o modelamento da operação de OLPHPs tem passado por diversos tipos de abordagens teóricas, que até a presente data não atingiram um consenso entre os pesquisadores e usuários deste dispositivo térmico. Os modelos apresentados na literatura podem ser categorizados de acordo com o esquema de simplificação adotado podendo ser assim resumidos: O OLPHP é comparado a um sistema equivalente massa-mola-amortecedor no qual suas especificações são afetadas pela transferência de calor. Uma abordagem similar à anterior, ao invés de um sistema massa-mola-amortecedor simples, o OLPHP é comparado a um sistema massa-mola-amortecedor múltiplo. Este modelo descreve apenas o comportamento cinemático das fases líquido - vapor do fluido de trabalho sem considerar qualquer característica de transferência de calor.

Desta forma torna-se necessária a revisão de alguns conceitos básicos para uma melhor compreensão e entendimento da natureza e das características do escoamento bifásico interno em tubos, presentes em OLPHPs.

3.1 Tensão superficial e capilaridade

Durante os processos de evaporação e de condensação, a conversão de uma fase em outra ocorre na região que as separa, ou seja, na fronteira entre elas, conhecida

como interface líquido-vapor. Carey (2008) relata que espessura da região de interface, mostrada na Figura 3.1, pode ser estimada pela Equação 3.1 para uma substância pura em uma determinada temperatura de saturação.

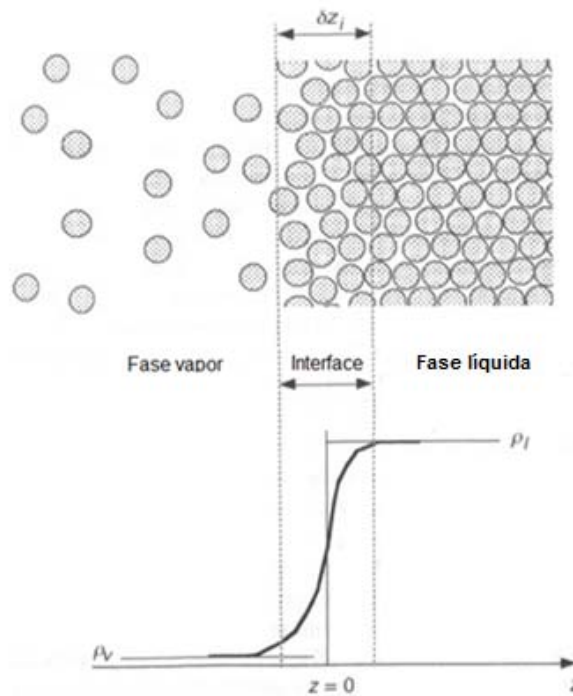


Figura 3.1 - Variação da densidade molecular ao longo da interface.

Fonte: adaptada de Carey (2008).

$$\frac{\delta z_i}{L_i} = 0,683(1 - T_r)^{-0,67} \quad (3.1)$$

Na interface, a densidade molecular é a média daquela apresentada pelas regiões ocupadas pelo vapor e pelo líquido, representando a transição de uma fase para outra. Como mostrada na Figura 3.1, a densidade molecular torna-se menor à medida que as moléculas do líquido se aproximam da interface. Este processo exige o fornecimento de energia às moléculas para que possam superar as forças de atração intermolecular que as mantinha na fase líquida e dirigir-se para a região da

interface. Desta forma a região da interface apresentará maior nível energético devido à existência desta energia livre adicional. À tensão existente na região da interface líquido-vapor, resultante da energia acumulada pelas moléculas próximas, dá-se o nome de tensão superficial, representada por σ . A tensão superficial é uma propriedade do fluido, função da temperatura e expressa pela força atuante por unidade de comprimento em N/m.

Para examinar as relações entre as propriedades na região da interface e na vizinhança de um sistema bifásico, que se encontra completamente isolado e representado na Figura 3.2, Carey (2008) apresenta uma análise termodinâmica considerando seu volume fixo e com energia interna em função de sua entropia S e do número de moléculas presentes em sua extensão. Foi concluído que a tensão superficial (σ), presente na interface, representa a variação do excesso de energia livre produzida por um incremento de área.

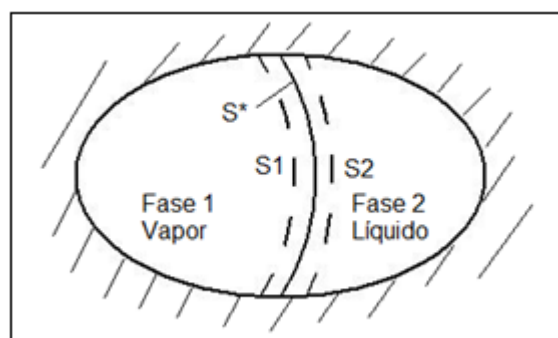


Figura 3.2 - Sistema para análise termodinâmica da região de interface líquido-vapor.

Fonte: adaptada de Carey (2008)

Na mesma linha de raciocínio Faghri e Zhang (2006) relatam que a tensão superficial na interface do sistema da Figura 3.2, se opõe ao aumento da sua área. Considerando que o trabalho feito no sistema para aumentar a área da interface será:

$$w = \sigma dA \quad (3.2)$$

Conclui-se que a tensão superficial representa o trabalho necessário, por unidade de área, para gerar uma nova superfície. Portanto, sendo a área A acrescida por dA , o perímetro da interface será acrescido por dP , assim o trabalho W também poderá ser expresso pelo produto da força pela unidade de comprimento do perímetro acrescido. Assumindo que não há variação do volume, do número de moles e da temperatura no sistema representado na Figura 3.2, a diferença entre as pressões das fases deste sistema será determinada por:

$$P_1 - P_2 = \sigma \left(\frac{dA_i}{dV_1} \right) \quad (3.3)$$

Sendo a superfície S^* , mostrada na Figura 3.2, formada pelos raios r_1 e r_2 , medidos em dois planos perpendiculares entre si, conforme Figura 3.3, a variação de A_i e V_i será:

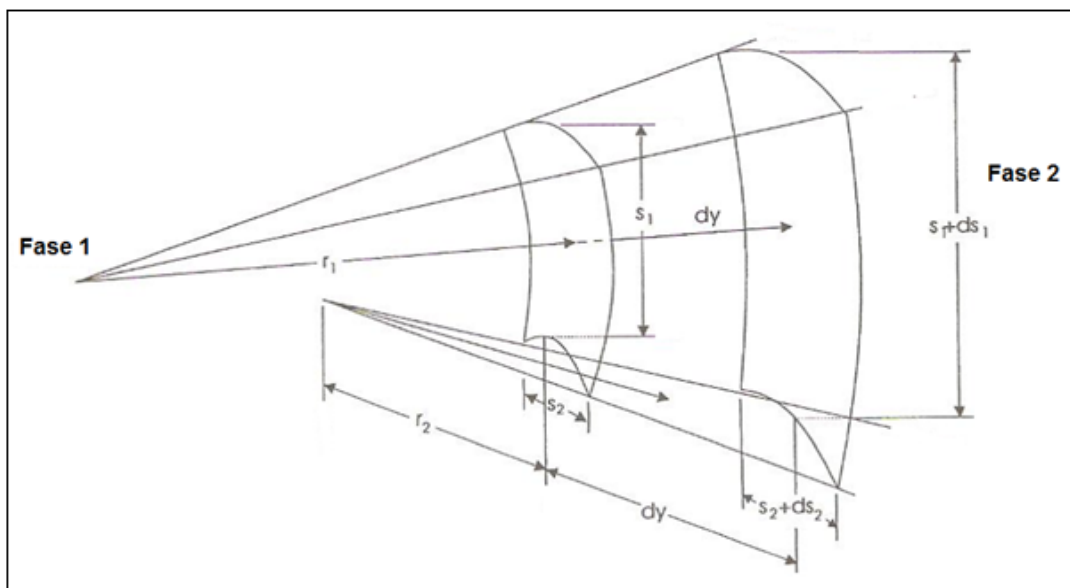


Figura 3.3 - Geometria da região de interface entre fases.

Fonte: adaptada de Carey (2008)

Através da relação geométrica dos elementos da Figura 3.3, por similaridade de triângulos e substituição do resultado na Equação 3.5, obtém-se:

$$dA_i = s_2 ds_1 + s_1 ds_2 \quad (3.4)$$

$$dV_i = s_1 s_2 dy \quad (3.5)$$

A Equação 3.6 é a chamada equação de Laplace ou equação de Young – Laplace. Ela relaciona a diferença de pressão capilar através da interface com a tensão superficial do fluido e a geometria da interface em equilíbrio.

$$P_1 - P_2 = \sigma \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (3.6)$$

Um exemplo da diferença de pressão capilar representada pela Equação 3.6 pode ser observado em dois tubos cilíndricos contendo dois líquidos (água e mercúrio), como mostrado na Figura 3.4. A superfície livre do líquido, em contato com a superfície porosa do tubo, subirá ou descerá, satisfazendo a Equação 3.6 (Young - Laplace). Este fenômeno é conhecido como capilaridade.

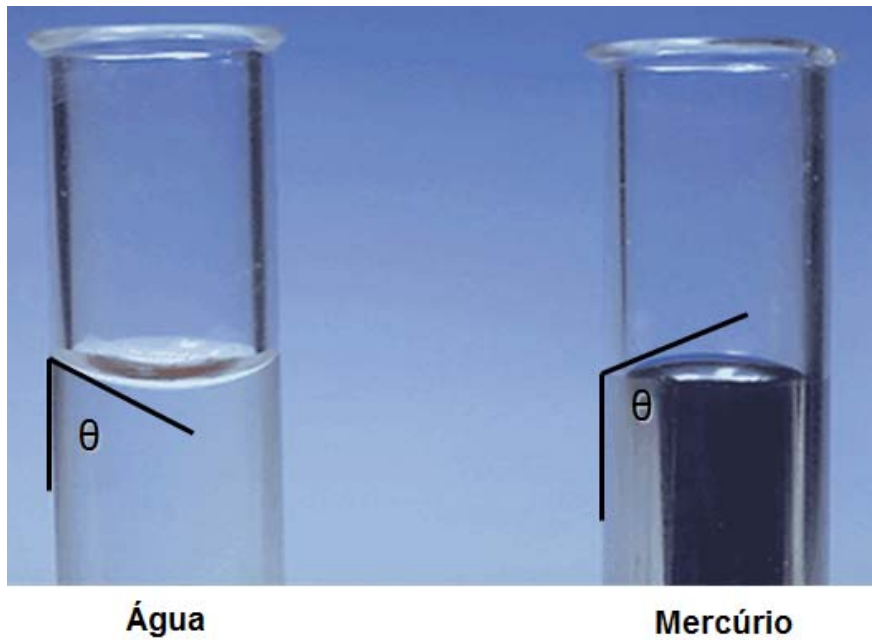


Figura 3.4 - Ângulos de contato.

Fonte: adaptada de Petrucci et al. (2001)

A água dentro do tubo representado na Figura 3.4, molha a parede através do ângulo de contato $\theta < 90^\circ$. Em tubos capilares o raio de curvatura da interface é aproximadamente uniforme e igual a $\frac{r_i}{\cos \theta}$. Para pequenos raios de curvatura da interface, a equação de Young - Laplace requer uma razoável elevação de pressão ao longo da interface. Esta diferença de pressão suporta a coluna de líquido contrária à ação da gravidade

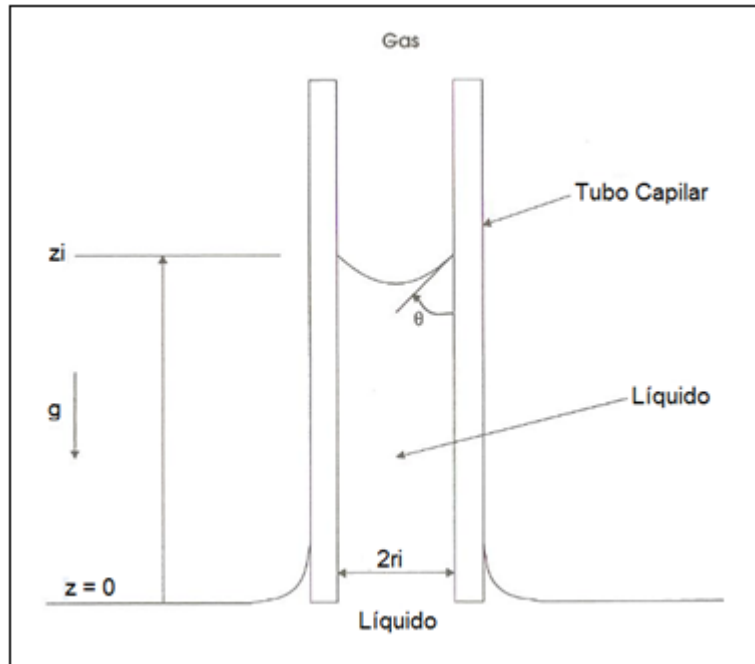


Figura 3.5 - Diferença de pressão capilar em tubo cilíndrico inserido em líquido.

Combinando a equação de Young - Laplace com a variação da pressão hidrostática no fluido, a condição de equilíbrio será:

$$P_1 - P_2 = (\rho_l - \rho_v)gz_i = \left(\frac{2\sigma \cos \theta}{r_i} \right) \quad (3.7)$$

Resolvendo a Equação 3.8 para, tem-se:

$$z_i = \left[\frac{2\sigma \cos \theta}{(\rho_l - \rho_v)gr_i} \right] \quad (3.8)$$

3.2. Escoamento bifásico em OLPHPs

No escoamento bifásico típico observado em OLPHPs, mostrado na Figura 3.6, está representada a configuração que pode ser aplicável em qualquer situação onde as fases líquida e vapor encontram-se em interação, em regime de escoamento dentro de um tubo capilar.

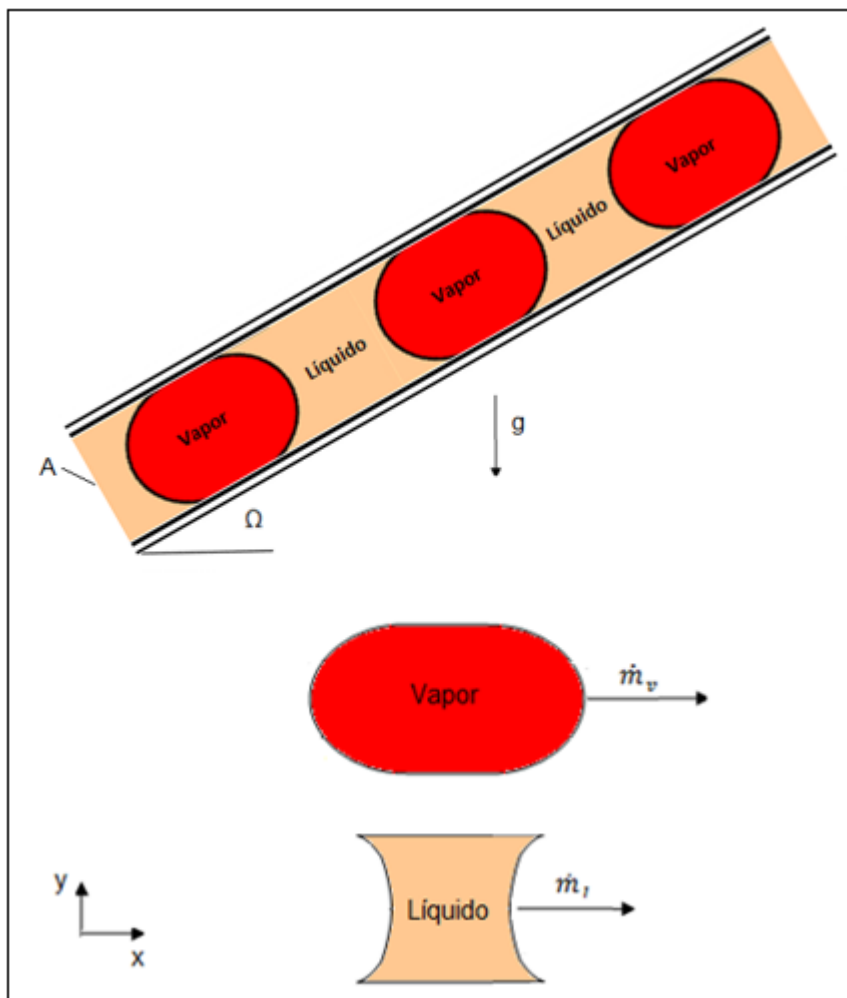


Figura 3.6 - Modelo idealizado de escoamento bifásico em tubo com seção transversal cilíndrica.

O fluxo de massa total através do tubo será:

$$\dot{m} = \dot{m}_l + \dot{m}_v \quad (3.9)$$

A taxa do fluxo de vapor em relação ao fluxo total, também conhecida como fração seca ou título, será:

$$x^T = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}} \quad (3.10)$$

De forma similar, tem-se que a fração úmida, ou seja, aquela ocupada pelo líquido, será:

$$1 - x^T = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}} \quad (3.11)$$

Para um canal com área da seção transversal A, o fluxo de massa G é definido por:

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \quad (3.12)$$

A fração seca α é definida como sendo a razão da área da seção transversal ocupada pelo vapor A_v pela área total da mesma seção A, assim:

$$\alpha = \frac{A_v}{A} \quad (3.13)$$

A área A deve ser igual à soma das áreas ocupadas pelas duas fases:

$$A = A_v + A_l \quad (3.14)$$

Desta forma a fração da área ocupada pelo líquido α_l será:

$$\alpha_l = 1 - \alpha = \frac{A_l}{A} \quad (3.15)$$

Assumindo que α e α_l são frações da seção transversal média, pode-se considerar que elas representam também, as variações do volume médio ocupado pelas fases presentes no escoamento.

Em escoamentos bifásicos homogêneos, a fração seca é definida pela razão entre o volume ocupado pelo vapor e o volume total ocupado pelas duas fases, assim:

$$\alpha = \frac{V_v}{V} \quad (3.16)$$

Em escoamentos bifásicos homogêneos, a fração seca também pode ser definida em função do título e dos volumes específicos das fases que compõem o escoamento bifásico, assim:

$$\alpha = \frac{xv_v}{(1-x)v_l + xv_v} \quad (3.17)$$

Também é oportuno definir as velocidades superficiais de vapor j_v e de líquido j_l , como:

$$j_v = \frac{G_x}{\rho_v} \quad (3.18)$$

$$j_l = \frac{G_{(1-x)}}{\rho_l} \quad (3.19)$$

As velocidades superficiais podem também ser interpretadas como o volume de cada fase escoando através de um canal. Numericamente elas são iguais às velocidades que cada fase teria, na respectiva vazão mássica, caso estivesse escoando sozinha no canal.

3.3. Regimes de escoamento em sistemas bifásicos

O comportamento hidrodinâmico do fluido de trabalho em OLPHPs, nas formas de líquido e de vapor, apresenta variações em função da sua orientação termofísica, das temperaturas envolvidas na operação e das características geométricas do tubo em que se encontra. Sendo assim torna-se necessário considerar os vários regimes de fluxo, no que tange ao seu desenvolvimento na região interna do tubo.

3.3.1. Regimes de escoamento bifásicos na orientação vertical

Segundo Faghri e Zang (2002), o fluxo ascendente em um tubo na orientação vertical, apresenta uma simetria acentuada, devido à gravidade atuar de forma uniforme na direção radial de sua seção transversal. A força gravitacional atua de forma preponderante na fase líquida do fluxo. A Figura 3.7 apresenta padrões de regimes de fluxo em sistemas bifásicos, em tubos cilíndricos na orientação vertical.

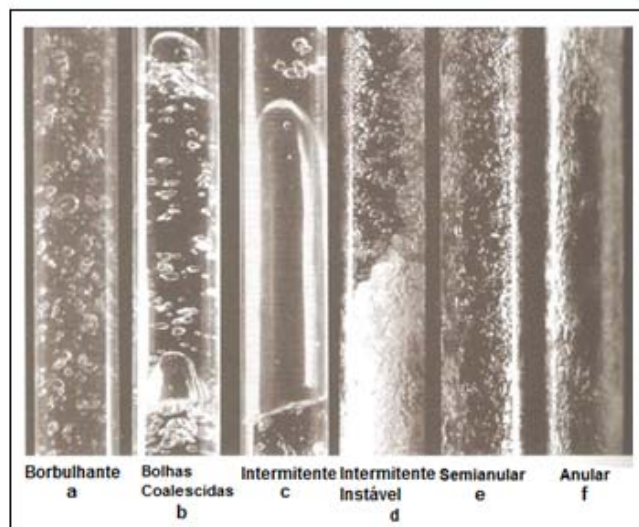


Figura 3.7 - Regimes de escoamentos bifásicos na orientação vertical.

Fonte: adaptada de Rosa (2012)

O escoamento borbulhante, mostrado na Figura 3.7a, apresenta baixo valor de título, demonstrado pela presença de pequenas bolhas, quando comparadas com o diâmetro do tubo e dispersas na fase líquida. Com a transferência de calor para o fluido, elevando seu título, as bolhas pequenas irão coalescer formando bolhas maiores, com o formato de balas de revólver conforme Figura 3.7b. Estas bolhas, conhecidas por *plugs* ou bolhas de Taylor, são normalmente separadas, por uma região líquida, onde ocasionalmente encontram-se pequenas bolhas não coalescidas e dispersas.

À medida que mais calor é transferido para o fluido, as bolhas de vapor ou *plugs* crescem e entram em colapso, provocando agitação de forma aleatória e instabilidade na região, mostrada na Figura 3.7c. O escoamento resultante deste processo, conhecido como intermitente, apresenta um movimento intermitente de avanço-retorno, em decorrência da interação das forças de atrito viscoso do vapor com a força gravitacional presente. Em tubos capilares o regime de escoamento pode passar diretamente do regime com bolhas que não coalesceram e líquido (*plug/slug*) para o regime anular, mostrado na Figura 3.7 f.

Com mais calor recebido e com título mais alto, uma maior quantidade de vapor irá fluir no tubo, circundada por um filme líquido localizado na sua parede interna, conforme mostra a Figura 3.7d. Este regime de escoamento, conhecido como fluxo intermitente instável, é originado quando as tensões atuantes na região limite entre o filme líquido, localizado na parede do tubo e as bolhas de vapor, superam a gravidade. Isto faz com que o líquido seja expelido do centro do tubo para formar um filme em sua parede interna. A velocidade do vapor, que flui pela região central do tubo, sendo mais alta que a velocidade do líquido na parede, pode produzir ondulações no filme líquido, possibilitando o arrasto e desprendimento de gotículas, que serão inseridas no fluxo de vapor ou mesmo pequenas bolhas no interior do filme líquido, conforme mostra a Figura 3.7e. Devido a este processo, este regime é denominado fluxo semianular.

Faghri e Zang (2002) relatam que em diversos regimes de fluxo bifásico, a perda de carga e as características de transferência de calor são significativamente diversos, tornando necessário identificar as condições que correspondem ao fluxo destes regimes. Várias abordagens foram desenvolvidas para permitir esta identificação, indo desde modelos analíticos e numéricos até a utilização de dados experimentais e operacionais obtidos ao longo do tempo por pesquisadores. Com estas informações recolhidas, foi desenvolvida uma série de diagramas, denominados mapas de fluxo, mostrado na Figura 3.8. Neste mapa de fluxo as coordenadas horizontais e verticais representam as quantidades de movimento nas superfícies da fase líquida e de vapor, respectivamente. Além deste mapa desenvolvido por Hewitt e Roberts (1969), há vários mapas de fluxo disponíveis na literatura, uma vez que a identificação do padrão de fluxo e mesmo o nome do regime de escoamento, são subjetivos, podendo variar de um observador para outro. É bom lembrar que estes mapas não podem ser utilizados para qualquer escoamento bifásico, pois existem condições específicas para sua elaboração, tais como a existência ou não de transferência de calor, diâmetros mínimo e máximo de tubos etc.

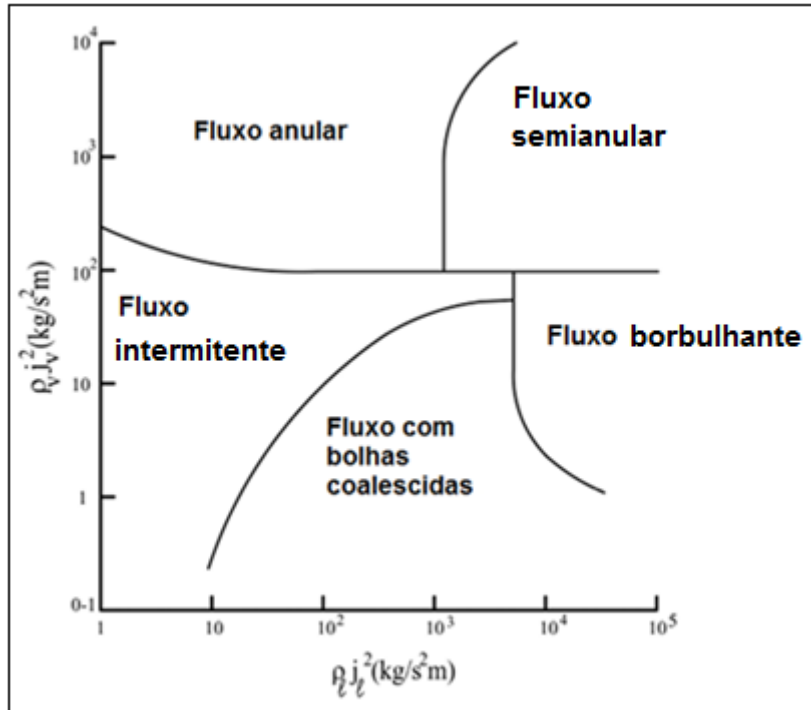


Figura 3.8 - Mapa de regimes de fluxos bifásicos na orientação vertical.

Fonte: adaptada de Hewitt e Roberts (1969)

Taitel e Dukler (1976) propuseram uma relação, mostrada na Equação 3.20, que define a velocidade superficial na qual será iniciada a coalescência das bolhas de vapor, criando condições para a transição do regime de escoamento borbulhante para o regime de escoamento intermitente (*plug / slug*), movimentando o fluido contido no OLPHP.

$$\frac{j_l}{j_v} = 2,34 - 1,07 \frac{[g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{0,25}}{j_v \rho_v^{0,5}} \quad (3.20)$$

Para que ocorra o deslocamento do fluido de trabalho da região do evaporador para a região do condensador decorrente do bombeamento provocado pelas forças resultantes do regime de fluxo intermitente (*plug / slug*), a velocidade superficial do vapor deve ser maior do que a velocidade j_v .

Porteous (1969) apresenta uma relação que define as condições de transição do regime de escoamento intermitente (*plug/slug*), para o regime de escoamento semianular, conforme Equação 3.21.

$$\frac{j_l}{j_v} = 1,05 \frac{[gd(\rho_l - \rho_v)]^{0,5}}{j_v \rho_v^{0,5}} - 1 \quad (3.21)$$

Wallis (1969) desenvolveu uma relação que define as condições de transição do regime de escoamento semianular, conforme Equação 3.22 para o regime de escoamento anular.

$$\left[\frac{j_v^2 \rho_v}{Gd(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5} = 0,9 \quad (3.22)$$

As Equações 3.21 e 3.22 relacionam velocidades das fases líquida e vapor de uma forma generalizada para os regimes de escoamento descritos anteriormente. Para a obtenção de resultados mais precisos destes parâmetros torna-se necessária uma investigação mais aprofundada do escoamento bifásico envolvido no processo.

3.3.2. Regimes de escoamento bifásicos na orientação horizontal

Modelos de escoamento bifásicos, na orientação horizontal, diferem daqueles na orientação vertical devido à atuação da gravidade na direção perpendicular ao fluxo. Conseqüentemente este modelo não apresenta axissimetria, o que aumenta sua complexidade em relação ao modelo de fluxo na orientação vertical.

Hewitt (1998) e Thome (2004) definem os regimes de escoamentos bifásicos na orientação horizontal mostrados na Figura 3.9.

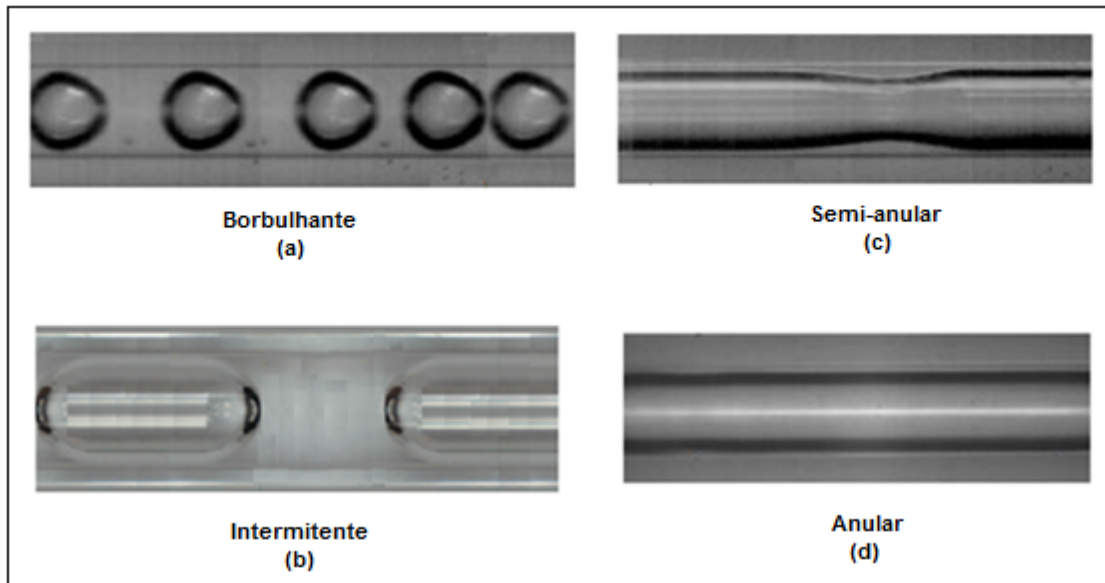


Figura 3.9 - Regimes de escoamentos bifásicos na orientação horizontal.

As bolhas que aparecem nos modelos de escoamento da Figura 3.9 a e Figura 3.9 b, buscam atingir a parte superior do tubo devido ao efeito da estratificação. A elevação da velocidade do líquido acarreta uma distribuição mais uniforme das bolhas de vapor, semelhante àquela da orientação vertical. À medida que o título do sistema bifásico vai aumentando, as bolhas vão crescendo e adquirindo o formato cilíndrico (*plugs*).

No modelo mostrado na Figura 3.9 c, as velocidades do líquido e do vapor são baixas e o título do sistema alto. O líquido flui na região inferior do tubo devido à gravidade e o vapor flui na região superior do tubo. Com o aumento da velocidade do vapor, as tensões atuantes na interface com o líquido causam ondulações nesta região, resultando no modelo de escoamento semianular. Na sequência, se mais calor for adicionado ao sistema, ocorrerá um aumento do fluxo de líquido, fazendo com que a amplitude das ondas em sua superfície também cresça e alcance praticamente todo diâmetro do tubo. Da mesma forma o modelo mostrado na Figura 3.9.d, denominado fluxo anular, é similar ao modelo que ocorre no fluxo na orientação vertical; a única diferença apresentada, é que a camada líquida na região inferior do tubo, é mais espessa do que a localizada em sua região superior.

Conforme relatam Faghri e Zang (2002), o mapa de modelos de regimes bifásicos na orientação horizontal mais amplamente divulgado, é o proposto por Taitel e Dukler (1976), mostrado na Figura 3.10.

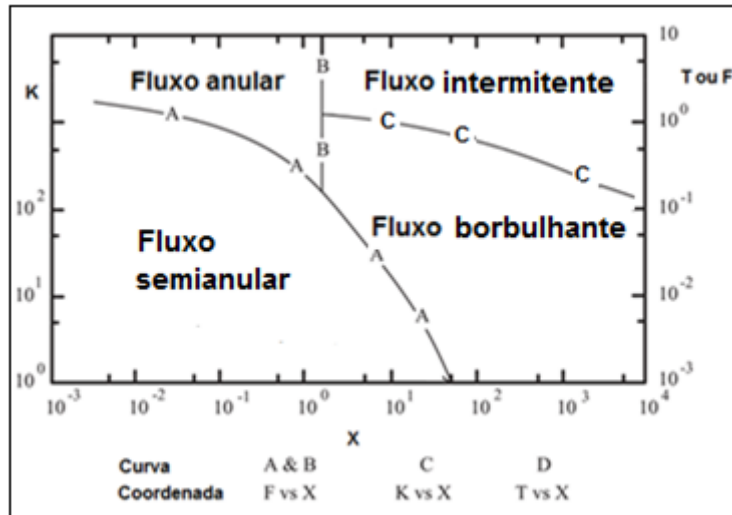


Figura 3.10 - Mapa de regimes bifásicos na orientação horizontal.

Fonte: adaptada de Taitel e Dukler (1976)

Neste mapa, na abscissa está o parâmetro de Martinelli obtido através da Equação 3.24.

$$X = \left[\frac{\left(\frac{dp_F}{dz} \right)_l}{\left(\frac{dp_F}{dz} \right)_v} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.23)$$

Para determinar o regime de escoamento através do mapa mostrado na Figura 3.10 torna-se necessário conhecer o gradiente de pressão do líquido e do vapor que fluem pelo tubo. Na ordenada do mapa, estão as coordenadas de Taitel e Dukler, definidas por:

$$F = \left[\frac{\rho_v j_v^2}{(\rho_l - \rho_v) d \cos \theta} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.24)$$

$$K = \left[\frac{\rho_v j_v^2 j_l}{(\rho_l - \rho_v) g \cos \theta v_l} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.25)$$

$$T = \left[\frac{-\left(\frac{dp}{dz}\right)_l}{(\rho_l - \rho_v) g \cos \theta} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.26)$$

Carey (2008) relata que a velocidade crítica de transição do regime de escoamento borbulhante, para o regime de escoamento intermitente (*plug/slug*), é determinada pela Equação 3.27.

$$j_v = \left\{ \frac{[g d_i (\rho_l - \rho_v) \cos \Omega]}{\rho_v} \right\}^{0,5} \quad (3.27)$$

Quando se trata da operação de OLPHP em orientação horizontal, a força gravitacional não será tão relevante, pois neste caso os tubos empregados em sua construção são capilares, ou seja, apresentam diâmetros reduzidos. Desta forma a tensão superficial, característica do fluido de trabalho, desempenhará um papel mais importante no processo de escoamento bifásico resultante.

3.4. Perdas de carga

A operação do OLPHP é resultante da sua capacidade máxima de geração de pressão para vencer as perdas de carga que surgem ao longo do processo ΔP_{total} . Desta forma a condição para a existência do gradiente de pressão que provoque e mantenha o fluxo do fluido de trabalho na região interna do OLPHP, será:

$$\Delta P_{m\acute{a}x} > \Delta P_{total} \quad (3.28)$$

A perda de carga total para o OLPHP, considerando as hipóteses formuladas, será:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{mom} + \Delta P_l + \Delta P_v \quad (3.29)$$

A perda de carga devido à variação do momento linear ΔP_{mom} , segundo Hetsroni et al. (2003), representa a variação da energia cinética ao longo do escoamento, sendo determinada por:

$$\Delta P_{mom} = \dot{m}_{total} \left\{ \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_v\alpha} \right]_{II} - \left[\frac{(1-x)^2}{\rho_l(1-\alpha)} + \frac{x^2}{\rho_v\alpha} \right]_{I} \right\} \quad (3.30)$$

Segundo Carey (2008), a perda de carga devido à resistência hidráulica com a parte líquida do fluido, pode ser expressa pela equação:

$$\Delta P_l = f_l(Re) \frac{L_l}{d_l} \left(\frac{\rho_l u_l^2}{2} \right) \quad (3.31)$$

Chi (1976) relata que o fator de atrito f ou fator de Darcy está diretamente relacionado com o regime de escoamento presente, nas seguintes condições:

$$f = \frac{64}{Re} \quad \text{se} \quad Re < 2400 \quad (3.32)$$

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad \text{se} \quad 2400 < Re < 4000 \quad (3.33)$$

$$f = \frac{0,184}{Re^{0,2}} \quad \text{se} \quad Re > 4000 \quad (3.34)$$

Sendo:

$$Re = \frac{Gd_i}{\mu_l} \quad (3.35)$$

Assim a perda de carga na parte líquida será:

$$\Delta P_l = \frac{32}{Re} \frac{L_l}{d_l} \rho_l u_l^2 \quad (3.36)$$

Considerando os trechos retos L_{li} e curvos $L_{cl(i-1)}$ do OLPHP, a equação que expressa a perda de carga devido à resistência hidráulica ao líquido será:

$$\Delta P_l = \frac{128 \dot{m} \mu_l}{\pi d^4 \rho_l} \sum_{i=1}^n L_{li} + L_{cl(i-1)} \quad (3.37)$$

Onde:

$$L_{cl(i-1)} = \left(\pi \frac{d}{2} \right)_{(i-1)} \quad (3.38)$$

O cálculo da perda de carga devido à resistência hidráulica ao vapor pode ser realizado com as equações utilizadas para o líquido, pois as velocidades envolvidas e o tipo do escoamento, ou seja, o número de Reynolds são os mesmos. Portanto esta perda de carga será expressa por:

$$\Delta P_v = \frac{128 \dot{m} \mu_v}{\pi d^4 \rho_v} \sum_{i=1}^n L_{vi} + L_{cv(i-1)} \quad (3.39)$$

Onde:

$$L_{cv(i-1)} = \left(\pi \frac{d}{2} \right)_{(i-1)} \quad (3.40)$$

As perdas de carga em um OLPHP são responsáveis pela queda do seu desempenho, ocorrendo principalmente devido ao atrito presente no trajeto das bolhas de vapor (*plugs*) e das porções de líquido (*slugs*) com a parede do tubo assim como na interface líquido / vapor (RIEHL, 2003). As bolhas de vapor geradas na região de evaporação movimentam a massa de líquido adjacente, acelerando-a na direção do condensador e desacelerando-a na medida em que retornam à fase líquida. Este comportamento sugere que a perda de carga presente afeta o processo de variação de aceleração / desaceleração do fluido de trabalho, mas como as distâncias percorridas são pequenas ela pode ser desconsiderada.

3.5. Análise térmica

3.5.2. Parâmetros de transferência de calor

A determinação dos parâmetros de transferência de calor em OLPHP, passa pela construção de um sistema de equações, fundamentado em suas características geométricas, dimensionais e de transporte de calor. Os parâmetros de transferência de calor em conjunto com os parâmetros hidráulicos, constituem uma valiosa ferramenta na análise teórica de tubos de calor conforme pode ser constatado na bibliografia relacionada ao assunto.

A transferência de calor em OLPHPs pode ser descrita como um caso típico de análise deste processo que ocorre em tubos cilíndricos. Para melhor desenvolvimento desta análise, o OLPHP terá sua seção transversal dividida em 03 seções correspondentes, ou seja, as regiões do evaporador, região adiabática e do condensador.

O fluxo de calor \dot{Q}_{ev} na região do evaporador, mostrado na Figura 3.11, pode ser descrito em função do Coeficiente Global de Transferência de Calor U:

$$\dot{Q}_e = U_e A_e (T_i - T_o) \quad (3.41)$$

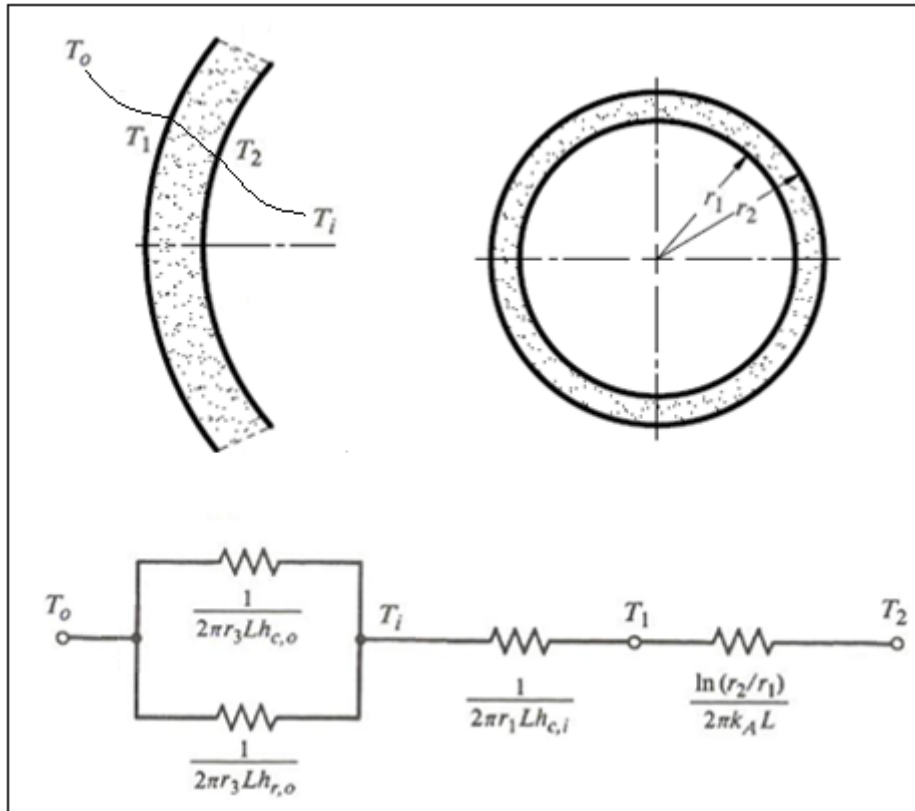


Figura 3.11 – Circuito térmico da região do evaporador do OLPHP.

Sendo as resistências térmicas por comprimento unitário do tubo definidas como:

$$R_{\text{condução}} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k_A} \quad (3.42)$$

$$R_{\text{convecção}} = \frac{1}{2\pi r_1 L h_{2\phi}} \quad (3.43)$$

$$R_{\text{convecção+radiação}} = \frac{1}{2\pi r_2 L (h_{c,o} + h_{r,o})} \quad (3.44)$$

A resistência na região do evaporador do OLPHP será obtida através da Equação 3.64.

$$R_{ev} = R_{convecção} + R_{condução} + R_{convecção+radiação} \quad (3.45)$$

Substituindo as Equações 3.42, 3.43 e 3.44 na Eq.3.45:

$$R_e = \frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{r_1 h_{2\phi}} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_A} + \frac{1}{r_2 (h_{c,o} + h_{r,o})} \right] \quad (3.46)$$

Como o processo de transferência de calor realizado na região do condensador é semelhante ao que ocorre na região do evaporador, na mesma direção porém em sentido contrário, analogamente o fluxo de calor \dot{Q}_{cd} pode ser descrito em função da resistência térmica R_c .

$$\dot{Q}_c = R_c (T_i - T_o) \quad (3.47)$$

Sendo:

$$R_c = \frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{r_1 h_{2\phi}} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_A} + \frac{1}{r_2 (h_{c,o} + h_{r,o})} \right] \quad (3.48)$$

A Figura 3.12 mostra a seção transversal da região adiabática do OLPHP analisada. A região A representa a parede do tubo e região B a espessura do material isolante, ambas delimitadas pelo comprimento L da região adiabática. O fluido de

trabalho escoia através do tubo e transfere calor para a vizinhança tanto por convecção como por radiação. O circuito térmico representa as resistências condutiva, convectiva e radiativa apresentadas respectivamente pelo fluido de trabalho, tubo, isolante térmico e vizinhança.

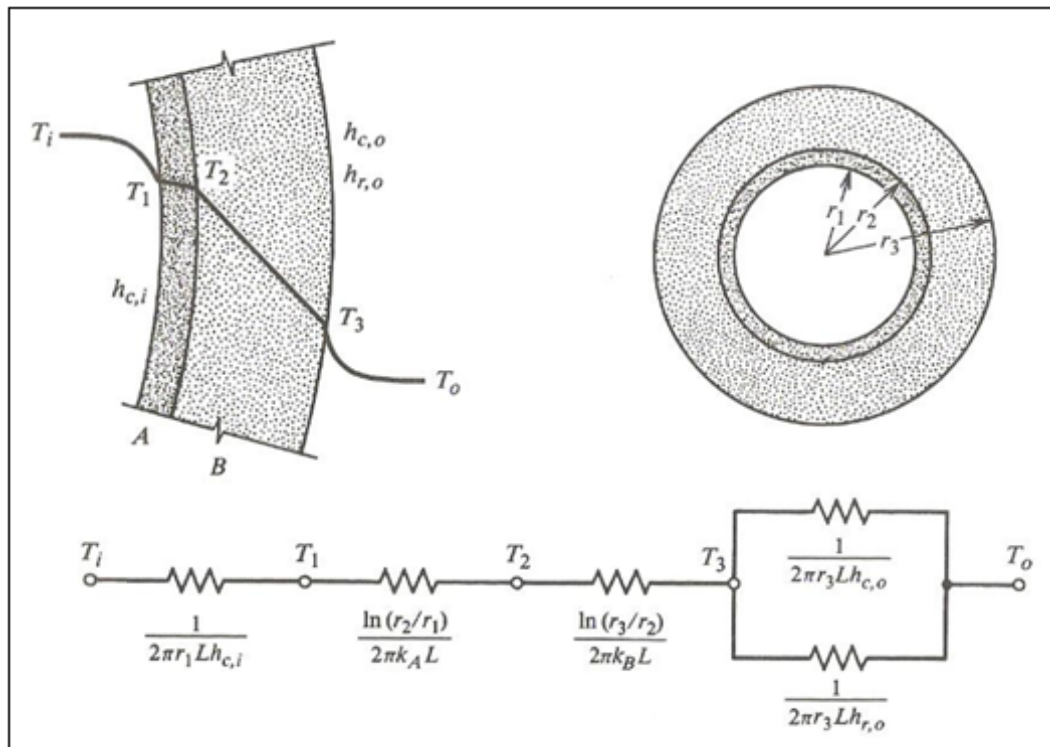


Figura 3.12 - Circuito térmico da região adiabática do OLPHP.

O fluxo de calor na região adiabática é definido através da Equação 3.52:

$$\dot{Q}_{ad} = R_{ad}(T_i - T_o) \quad (3.49)$$

Onde:

$$R_{ad} = \frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{r_1 h_{2\phi}} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_A} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_B} + \frac{1}{r_2(h_{c,o} + h_{r,o})} \right] \quad (3.50)$$

4 ANÁLISE EXPERIMENTAL DE OLPHPs

Para o desenvolvimento de ferramentas de projeto de OLPHPs foram calculados determinados parâmetros teóricos apresentados anteriormente visando comparação futura com valores obtidos experimentalmente. Com este objetivo foi construída 01 unidade de OLPHP para a realização de testes, utilizando três fluidos de trabalho nas orientações horizontal e vertical, em volumes iguais a 30, 50 e 80% do volume interno do tubo.

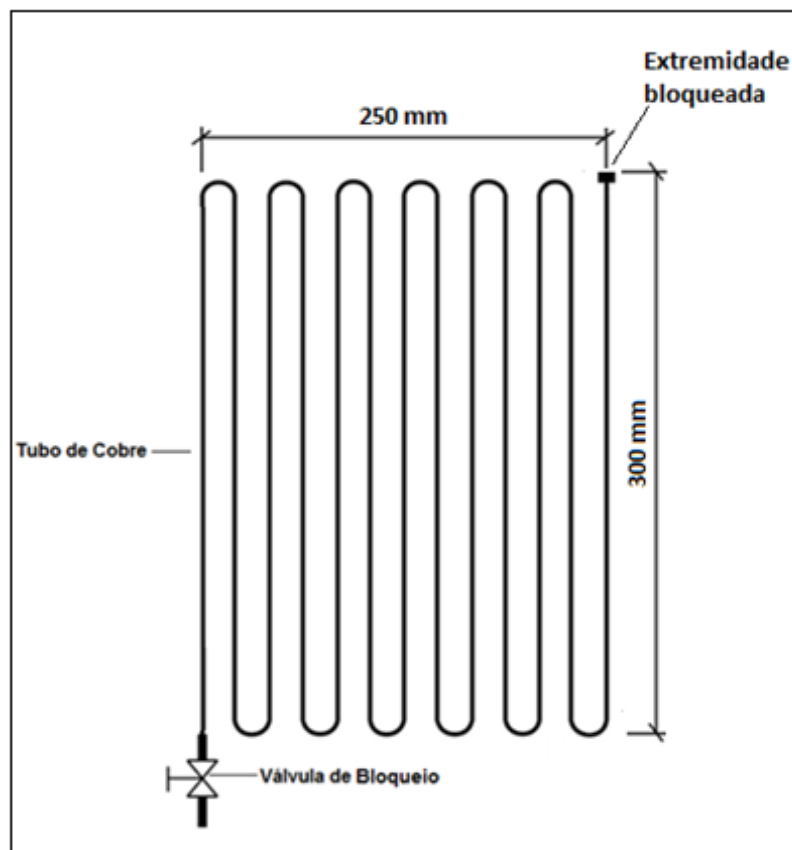


Figura 4.1 - OLPHP construído em tubo de cobre.

O OLPHP mostrado na Figura 4.1, foi construído em um único tubo de cobre nas dimensões: 4 m de comprimento, 3 mm de diâmetro externo e 1,6 mm de diâmetro interno. O tubo apresenta 12 curvas, dando origem a 13 canais paralelos. Uma extremidade do tubo foi dobrada e soldada para tivesse uma vedação, Em outra extremidade foi instalada uma válvula de serviço para controle das operações de evacuação, carga e descarga do OLPHP. O tubo curvado foi dividido em três seções: evaporador, adiabática e condensador, cada uma medindo 100 mm de comprimento.

A análise experimental foi desenvolvida com a utilização de um OLPHP mostrado na Figura 4.2, com o qual foram realizados testes para a obtenção de informações sobre seu comportamento térmico, utilizando três diversos fluidos de trabalho previamente selecionados. Água e álcool isopropílico não foram incluídos nos experimentos por apresentarem os valores mais baixos da Relação de Clapeyron, conforme mostrado na Figura 3.11, não sendo portanto recomendados para a operação do OLPHP ensaiado.

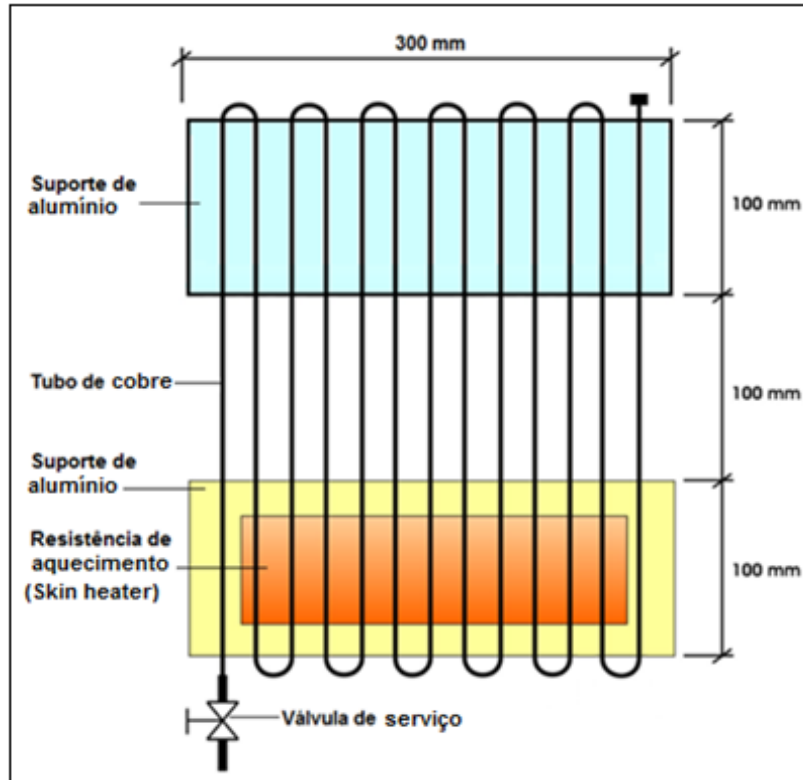


Figura 4.2 - OLPHP construído para testes.

Fonte: adaptada de Riehl (2004)

Antes de ser carregado com fluido de trabalho, o OLPHP foi evacuado com a utilização de bomba de vácuo, atingindo 10^{-5} mbar de pressão interna. Em seguida os fluidos de trabalho, com grau mínimo de pureza da ordem de 99,8%, passaram por processo de degasagem com o objetivo de eliminar gases diluídos e também reduzir a geração de gases não condensáveis no interior do tubo. Os fluidos de trabalho utilizados, cujas propriedades termofísicas estão relacionadas no Anexo A, foram selecionados conforme os seguintes critérios pré-estabelecidos:

- a) Temperatura de operação: 18°C a 120°C;
- b) Compatibilidade com o material do tubo;

- c) Grau de toxicidade;

- d) Pressão de operação deve estar situada abaixo ou próxima da pressão atmosférica local onde está sendo realizado o teste, para que não haja qualquer dano decorrente de vazamento durante a operação e manuseio do OLPHP;

- e) Relação de Clapeyron.

4.1. Descrição do aparato de teste

O evaporador do OLPHP mostrado na Figura 4.3 foi colocado em contato térmico com resistência de aquecimento (*skin heater*) de $11,5 \Omega$, medindo 280 mm de comprimento por 25 mm de largura, conectada a uma fonte variável AC/DC para o controle das cargas térmicas (precisão de $\pm 1\%$) aplicadas ao dispositivo. O conjunto tubo / resistência foi inserido e fixado entre 02 placas de alumínio 6061 T6, medindo 3 mm de espessura, 30mm de largura e 100 mm de comprimento. Foram instalados nas três regiões do OLPHP, 20 termopares tipo T (precisão de $\pm 0,3 \text{ }^\circ\text{C}$ a $100 \text{ }^\circ\text{C}$), conectados ao sistema de aquisição de dados, modelo 34970A, marca Agilent, para leitura e registro das temperaturas nas regiões dos termopares.

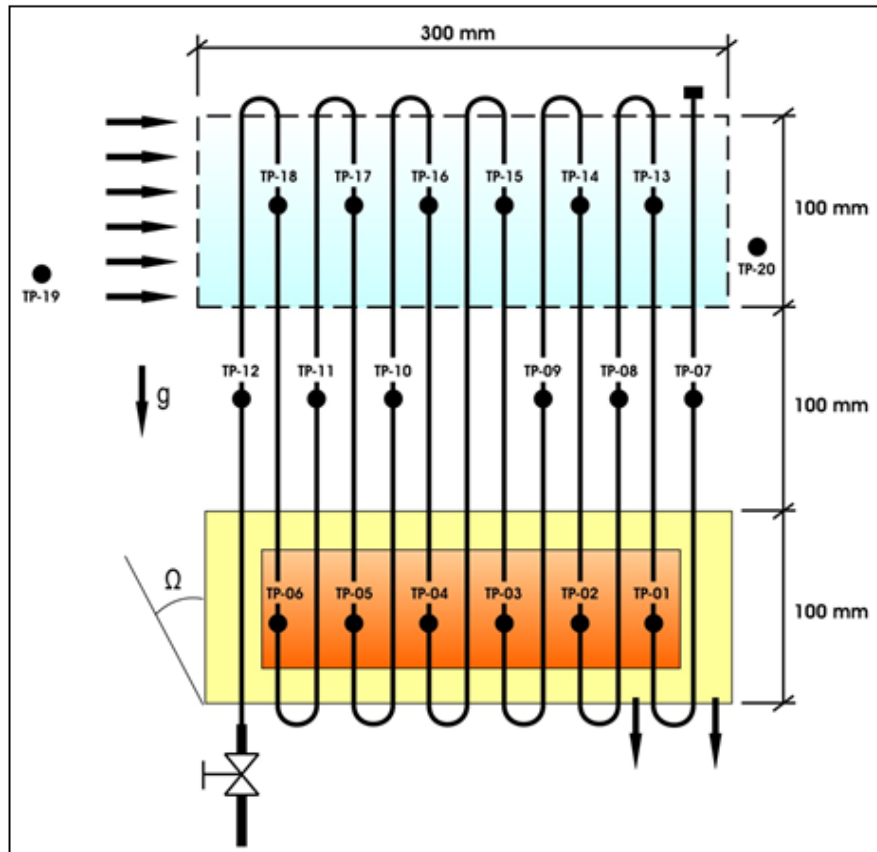


Figura 4.3 - Montagem para teste de OLPHP.

Fonte: adaptada de Riehl (2004)

As regiões do evaporador e adiabática foram isoladas termicamente com manta de espuma de elastômero (Armaflex); já a região do condensador não recebeu isolamento térmico, ficando exposta ao ambiente. A dissipação do calor proveniente do condensador do OLPHP foi realizada pela circulação forçada de ar, fornecida por um ventilador à velocidade de 2,5 m/s. As condições ambientais do local de teste foram controladas, com a temperatura variando na faixa de 18°C a 20°C. O sistema de aquisição de dados foi conectado a um computador pessoal que utilizou o programa LabVIEW, fazendo leituras a cada 5 segundos, possibilitando o registro dos dados obtidos em planilhas para posterior análise por meio de gráficos e avaliação dos resultados.

4.2. Apresentação dos resultados experimentais

Os testes com OLPHP, envolvendo diversos fluidos de trabalho, foram realizados mediante aplicação de cargas térmicas iguais em todos os experimentos, com o objetivo de possibilitar a comparação entre eles. As partidas na operação dos OLPHPs variaram de 5 a 10 W e as cargas máximas aplicadas foram limitadas pelas temperaturas limites de condensação fixada entre 110 e 120°C. Em alguns casos os testes foram realizados com cargas máximas variando de 45 a 50W, dependendo do fluido de trabalho utilizado. Os experimentos realizados possibilitaram a análise e visualização do comportamento do OLPHP durante sua operação com a aplicação de cargas térmicas conhecidas, durante intervalos de tempo pré-determinados com os respectivos fluidos de trabalho.

4.2.1. Testes realizados com OLPHPs na orientação horizontal

4.2.1.1. OLPHP contendo acetona na orientação horizontal

Para ilustrar a capacidade de operação do OLPHP contendo 30% do seu volume interno preenchido com acetona, pode ser estabelecida uma comparação com uma barra redonda de cobre com o mesmo comprimento e transferindo a mesma carga térmica. Através da Equação de Fourier para a transferência de calor por condução, tem-se:

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (4.1)$$

Onde:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (4.2)$$

Aplicando-se as Equações 4.1 e 4.2, obtém-se o diâmetro da barra de cobre no valor de 0,028m (2,8 cm) com 0,3 m de comprimento. Esta barra transferirá a mesma carga térmica de 50 W transferida pelo OLPHP nas condições anteriormente descritas. A massa da barra, calculada através da Equação 4.3, será igual a 1,64 kg, enquanto a massa do OLPHP carregado com acetona será igual a 0,21 kg, portanto 7,8 vezes menor que a massa da barra de cobre.

$$m_{barra} = \rho_{cobre} V_{barra} \quad (4.3)$$

$$m_{olphp} = \rho_{cobre} V_{olphp} \quad (4.4)$$

Onde:

$$\rho_{cobre} = 8933 \text{ kg/m}^3$$

Durante os testes realizados com OLPHP contendo 30% de acetona na orientação horizontal, mostrados na Figura 4.4, foi observado que o início das pulsações ocorreu com a aplicação da carga térmica de 5W. As curvas que mostram o comportamento do fluido nas regiões adiabática e no condensador registraram pequenas variações de temperatura resultantes da carga térmica aplicada, enquanto a curva do evaporador mostra uma operação com baixo nível de pulsação, caracterizado por variações de temperatura extremamente baixas.

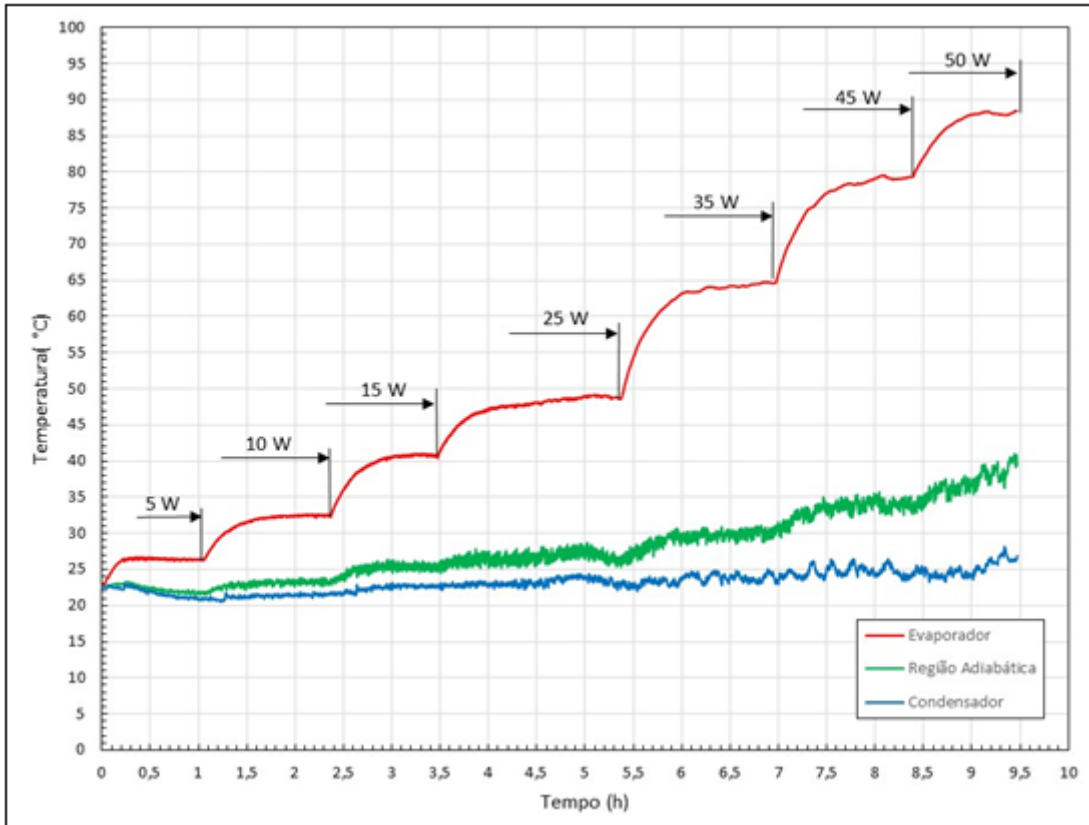


Figura 4.4 - Temperaturas no OLPHP contendo 30% de acetona na orientação horizontal.

Os testes realizados com OLPHP contendo 50% de acetona na orientação horizontal, mostrados na Figura 4.5, demonstram que o início das pulsações ocorreu com a aplicação da carga térmica de 5W, de forma similar ao volume de 30%. Porém neste caso ocorreram variações de temperatura com maior intensidade nas aplicações das cargas de 5, 10 e 15 W. As curvas que mostram o comportamento do fluido nas regiões adiabática e no condensador registraram valores de temperatura semelhantes principalmente no início da operação do OLPHP, com as cargas citadas anteriormente. As temperaturas máximas atingidas para os volumes de 30 e 50% apresentam valores próximos aos 90°C.

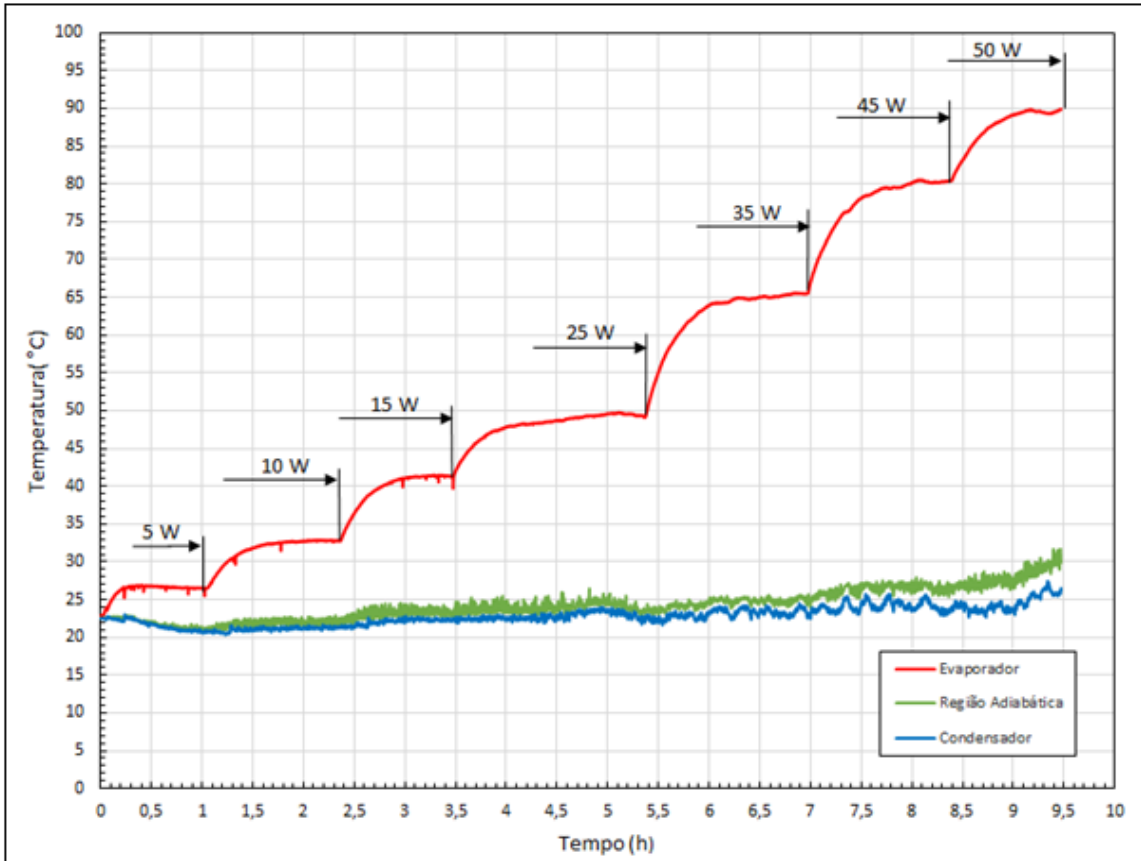


Figura 4.5 - Temperaturas no OLPHP contendo 50% de acetona na orientação horizontal.

Fonte: adaptada de Riehl (2004)

Nos testes realizados com OLPHP contendo 80% do seu volume preenchido com acetona e na orientação horizontal, mostrados na Figura .4.6, as temperaturas atingidas na região adiabática e no condensador são maiores do aquelas atingidas com os volumes 30 e 50% de fluido , até a aplicação da carga térmica de 35 W. A partir aplicação da carga térmica de 45 W, as curvas resultantes mostram a real partida do OLPHP, fazendo com que o líquido se desloque para o evaporador, reduzindo sua temperatura.

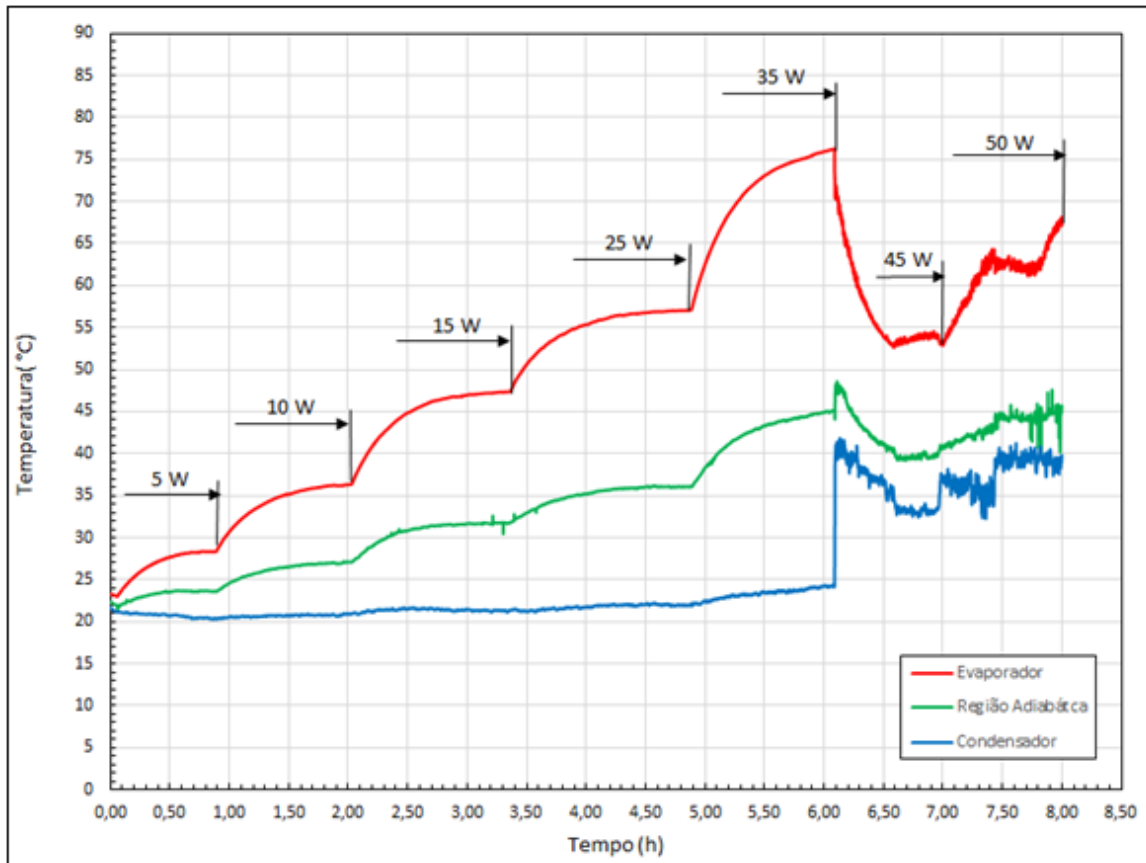


Figura 4.6 - Temperaturas no OLPHP contendo 80% de acetona na orientação horizontal.

Um aspecto importante a ser observado durante a operação do OLPHP com acetona, para todas as taxas de preenchimento com fluido de trabalho (30,50 e 80%), foram as baixas temperaturas registradas na região do evaporador, mediante a aplicação de cargas térmicas elevadas. Esta ocorrência pode ser explicada pelas características físicas da acetona que apresenta baixo calor latente de evaporação (h_{lv}). O comportamento apresentado pela acetona, durante os testes realizados na orientação horizontal, indica que este fluido pode ser utilizado para a transferência de cargas térmicas elevadas por OLPHPs com as características construtivas semelhantes às do dispositivo utilizado nos testes descritos. Tal qual aconteceu durante os testes do OLPHP contendo os demais fluidos, os testes também apresentaram ruídos provenientes do fluxo de vapor dentro do tubo.

4.2.1.2. OLPHP contendo álcool etílico na orientação horizontal

Nos testes com álcool etílico mostrados na Figura 4.7 a recirculação do fluido de trabalho começa com a carga térmica de 5 W, predominando o movimento do fluido por filme evaporativo devido à baixa vazão. Um comportamento interessante, observado durante os testes, é digno de nota: aplicando-se um fluxo de calor de 25 W ao OLPHP, após algum tempo operando neste nível de carga, surgiram oscilações provenientes do fluxo do fluido de trabalho provocados pelas bolhas de vapor se despreendendo da parede do tubo na região de evaporação, acelerando em direção à região de condensação e colidindo com as curvas no final do trecho do tubo. Este comportamento foi notado durante todo o funcionamento do OLPHP. Com a aplicação de carga térmica de 15 W ocorre a real partida do OLPHP com o líquido sendo transportado para o evaporador fazendo com que sua temperatura diminua. Nesse instante, são iniciadas as pulsações características que se tornam elevadas para 35 W e 45 W, indicando grandes instabilidades durante a operação do OLPHP.

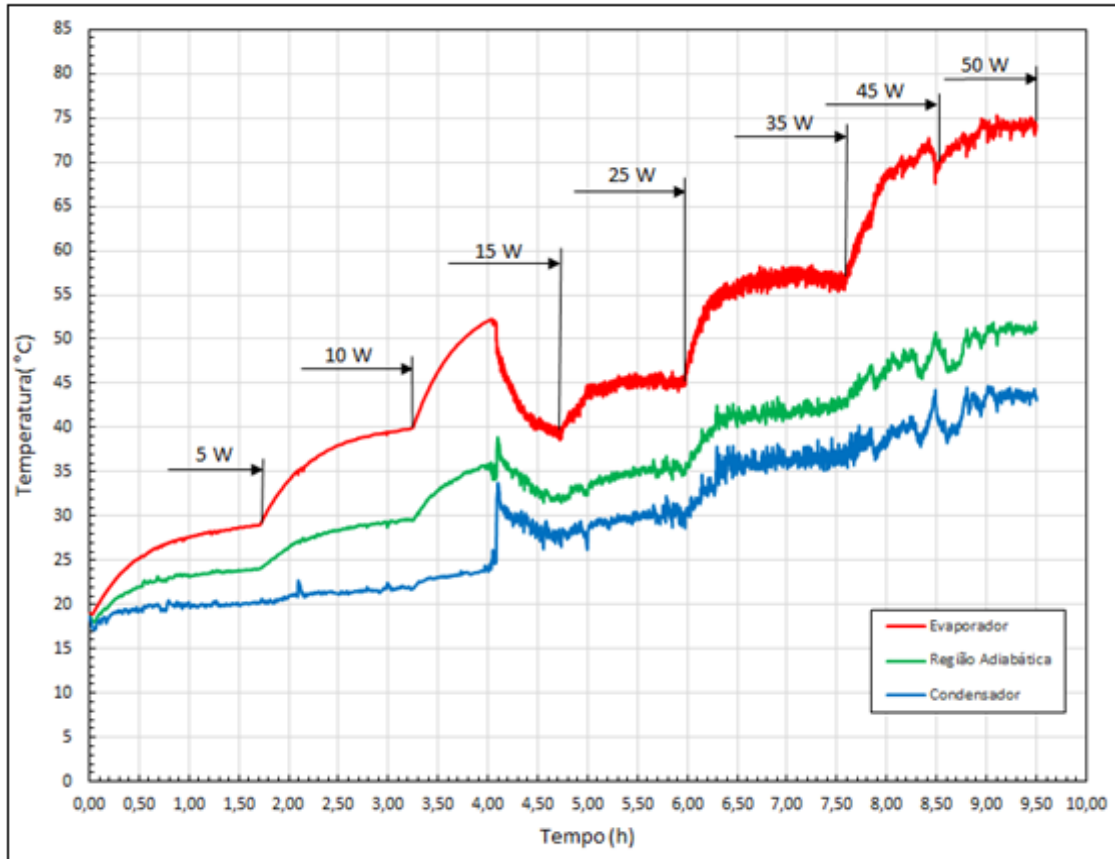


Figura 4.7 - Temperaturas no OLPHP contendo 30% de álcool etílico na orientação horizontal.

Os testes realizados com OLPHP contendo 50% de álcool etílico na orientação horizontal, mostrados na Figura 4.8, demonstram que o início das pulsações ocorreu com a aplicação da carga térmica de 5W, momento no qual ocorre a real partida do dispositivo com circulação do fluido de trabalho. Neste caso ocorreram variações de temperatura com maior intensidade nas aplicações das cargas de 5, 10 e 15 W. As temperaturas máximas atingidas na região do evaporador, para aos volumes de 30 e 50%, apresentam valores relativamente baixos e da ordem de 75°C em comparação com aqueles apresentados pela acetona.

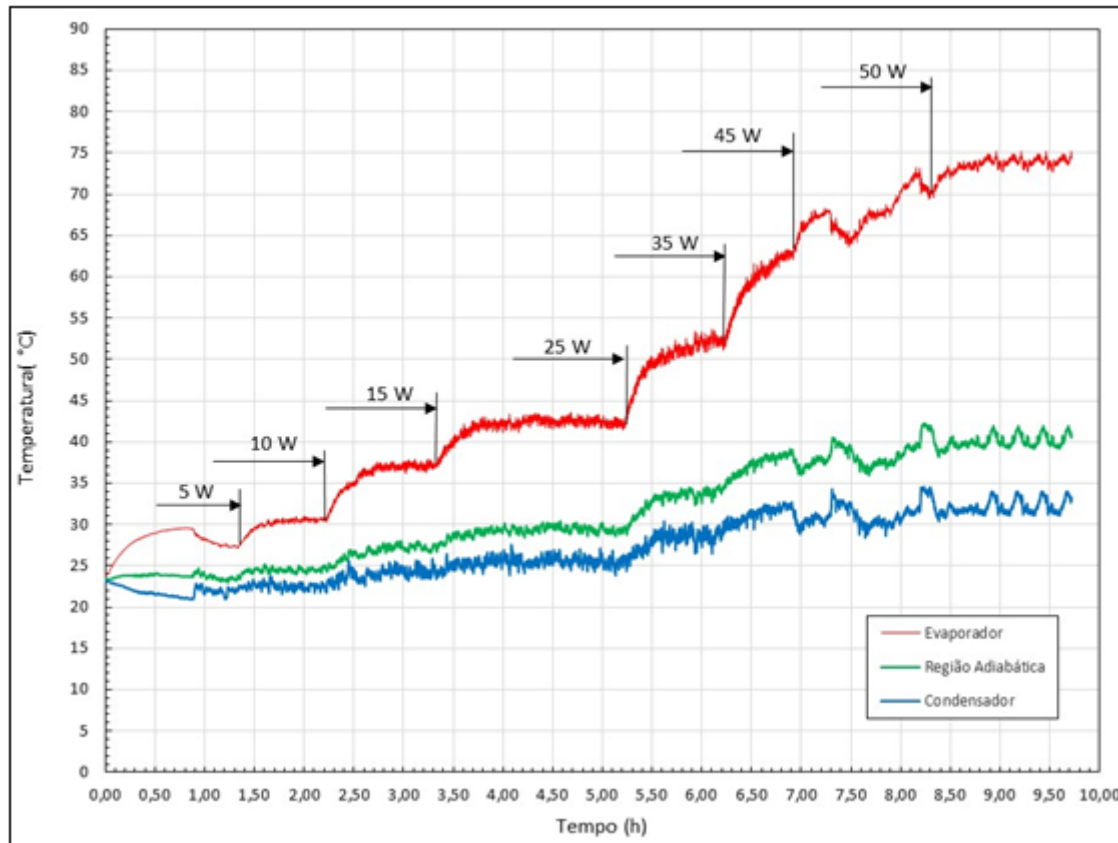


Figura 4.8 - Temperaturas no OLPHP contendo 50% de álcool etílico na orientação horizontal.

Fonte: adaptada de Riehl (2004)

Nos testes com o OLPHP na orientação horizontal, contendo álcool etílico em 80% do seu volume interno, mostrados na Figura 4.9, são iniciadas as pulsações do fluido com aplicação de carga térmica de 5 W, sendo observadas oscilações de temperatura na região adiabática e no condensador. A partir da aplicação de carga térmica de 25 W iniciam-se grandes instabilidades durante a operação do OLPHP apresentando tendência de secagem do fluido de trabalho (dry-out) na região de evaporação. Pelo que pode ser observado grandes oscilações de temperatura ocorrem nas três regiões do OLPHP a partir da aplicação de 25W devido à ocorrência de contra fluxo de fluido de trabalho, acarretando o colapso de bolhas presentes neste regime de escoamento.

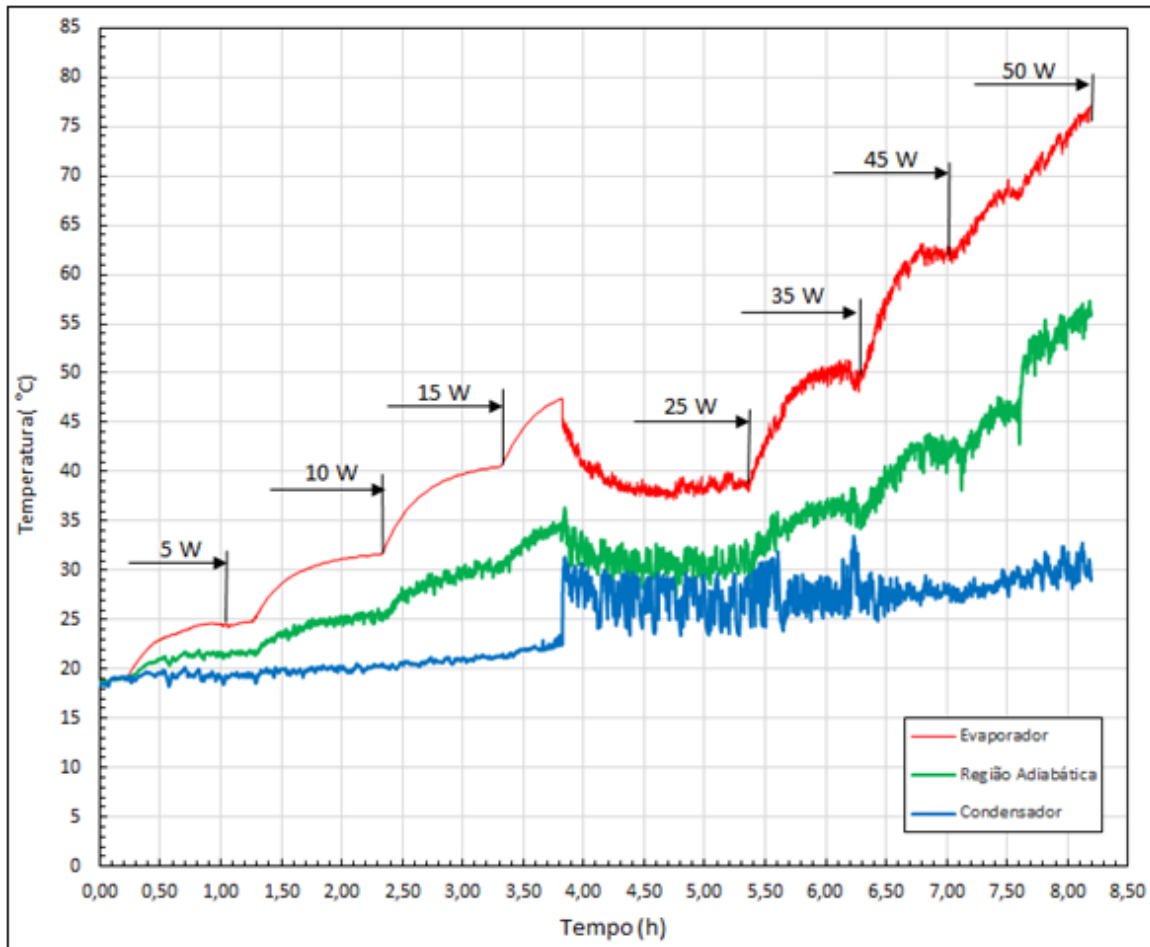


Figura 4.9 - Temperaturas no OLPHP contendo 80% de álcool etílico na orientação horizontal.

Comparando o comportamento do OLPHP, operando na orientação horizontal com sua operação na orientação vertical, pode-se afirmar que no segundo caso, as temperaturas registradas foram mais baixas na região do condensador. Estes dados indicam um melhor desempenho do OLPHP operando na orientação vertical, em comparação com seu desempenho atingido na orientação vertical.

Durante a realização dos testes com OLPHP na orientação horizontal, contendo álcool etílico, em todas as variações do inventário de fluido, a operação com alto nível de pulsação foi observada nas suas três regiões, a partir da aplicação da carga de 10W. Este comportamento demonstra que o contra fluxo de fluido pode ter começado com a potência de 10 W. Tal qual aconteceu durante os testes do OLPHP

contendo os demais fluidos, os testes também apresentaram pulsações provenientes do fluxo de vapor dentro do tubo.

4.2.1.3. OLPHP contendo álcool metílico na orientação horizontal

Os testes realizados com OLPHP contendo 30% de álcool metílico na orientação horizontal, mostrados na Figura 4.10, registram o aparecimento de oscilações na temperatura a partir da aplicação de 15 W de carga térmica, quando se dá a partida do dispositivo. Nas regiões adiabática e do condensador são observadas pequenas oscilações na temperatura a partir da aplicação de 25 W de carga térmica. Tão logo a carga térmica de 50W foi aplicada ao OLPHP, registrou-se a ocorrência do fenômeno *dry-out* na região do evaporador, indicando que ele não operava mais em regime bifásico.

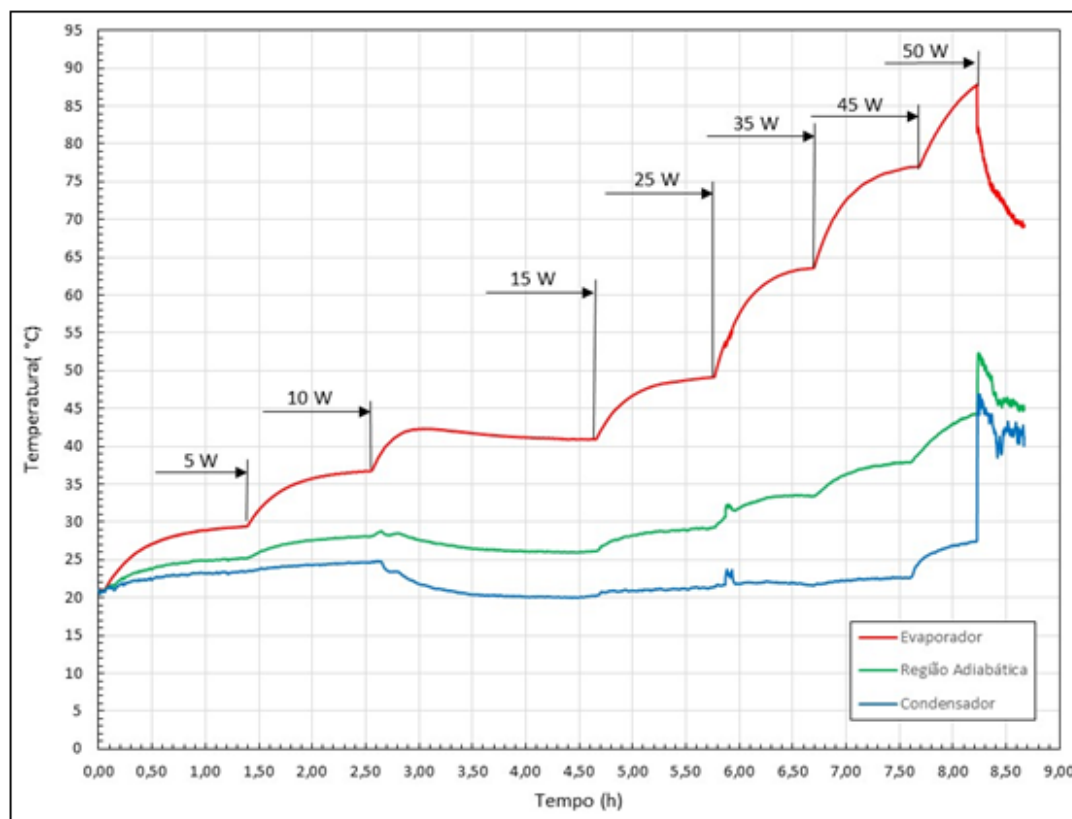


Figura 4.10 - Temperaturas no OLPHP contendo 30% de álcool metílico na orientação horizontal.

Nos testes realizados com o OLPHP na orientação horizontal, contendo álcool metílico em 50% do seu volume interno, mostrados na Figura 4.10, são iniciadas as pulsações do fluido com aplicação de carga térmica de 5 W, sendo observadas oscilações de temperatura na região adiabática e no condensador. A partir da aplicação desta carga térmica iniciam-se oscilações de temperatura nas três regiões do OLPHP, presente até a carga máxima aplicada de 50 W. Pelo que pode ser observado as oscilações de temperatura presentes ocorrem devido à existência de contra fluxo de fluido, acarretando o colapso de bolhas presentes neste regime de escoamento.

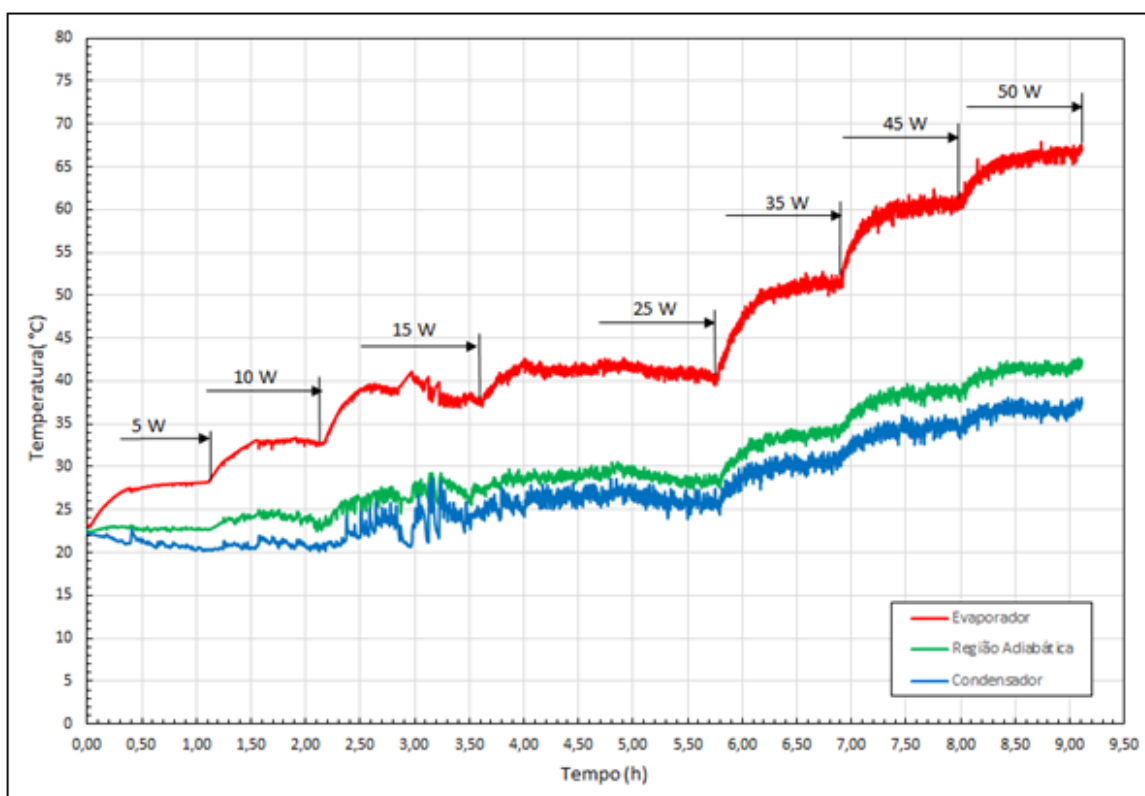


Figura 4.11 - Temperaturas no OLPHP contendo 50% de álcool metílico na orientação horizontal.

Fonte: adaptada de Riehl (2004)

Os testes realizados com OLPHP contendo 80% de álcool metílico na orientação horizontal mostrado na Figura 4.11, registram o aparecimento de pulsações desde o início até o final da sua operação. Registram-se nestes testes as mais baixas temperaturas ocorridas na região do evaporador, entre 65 a 70 °C.

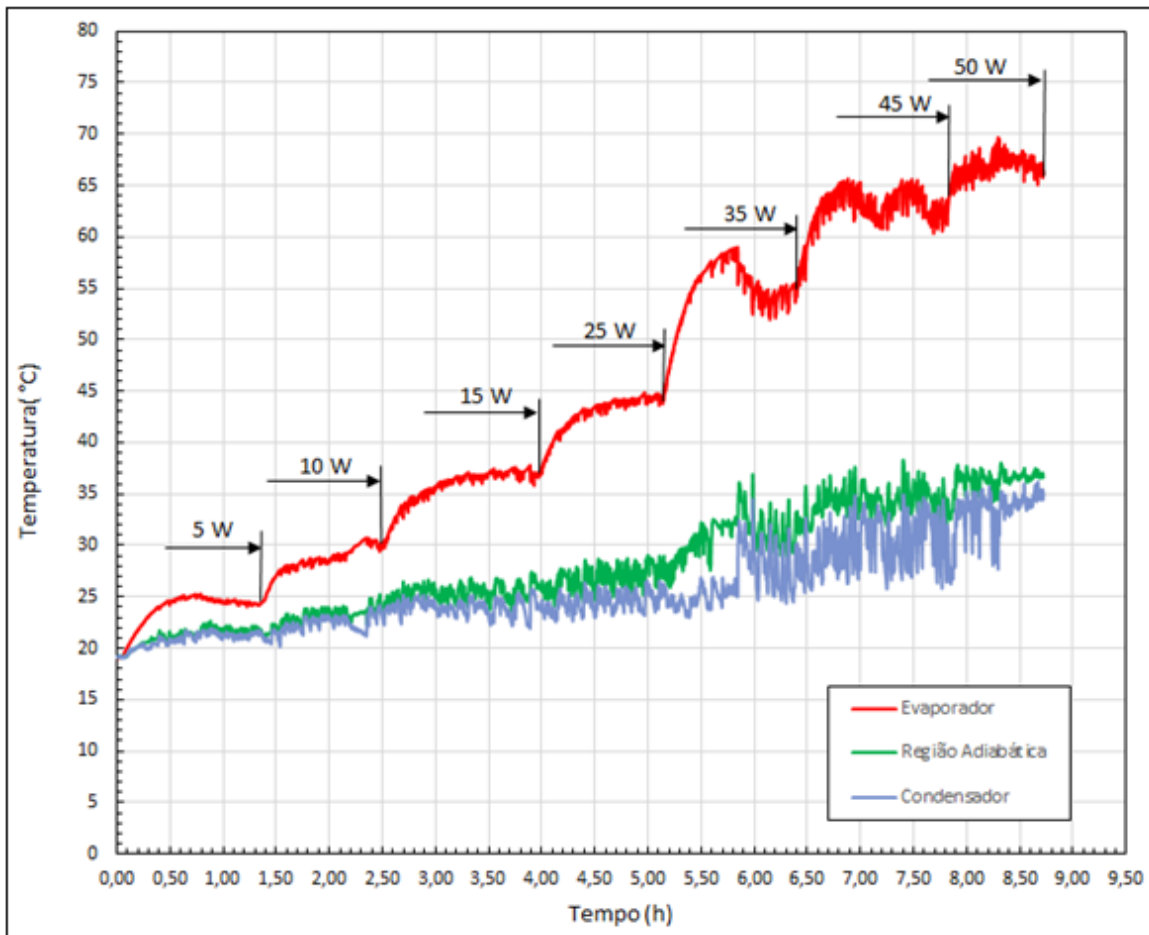


Figura 4.12 - Temperaturas no OLPHP contendo 80% de álcool metílico na orientação horizontal.

Ao analisar o desempenho da acetona como fluido de trabalho nos testes realizados na orientação horizontal, conforme mostram as Figuras 4.4, 4.5 e 4.6, pode-se observar um menor grau de pulsações nas três regiões do OLPHP, para todas as potências aplicadas, em relação aos demais fluidos de trabalho. Mesmo com o aumento da potência aplicada, as pulsações não foram significativamente ampliadas, da forma como foram nos demais fluidos. Este comportamento para as aplicações

simuladas nos testes não foi surpreendente pois a relação de Clapeyron já sinalizava neste sentido.

A seleção do fluido de trabalho com calor latente de vaporização reduzido pode resultar em melhor desempenho do OLPHP tanto na orientação vertical quanto na horizontal, no entanto, uma atenção especial deve ser dada à máxima pressão admissível. Segundo Riehl (2004) um fator que merece consideração especial é o método de nivelamento utilizado para o OLPHP, pois uma pequena inclinação da ordem de 2° na sua orientação de operação será suficiente para que a força de gravidade afete seu desempenho.

Pela comparação realizada verificou-se que os resultados obtidos pela acetona, álcool metílico foram bastante próximos, não tendo sido observadas grandes variações em suas operações, apresentando os piores desempenhos térmicos como previsto pelos resultados apresentados pelas respectivas relações de Clapeyron. O álcool etílico por sua vez apresentou as mais baixas temperaturas na região de evaporação do OLPHP.

4.2.2. Testes realizados com OLPHPs na orientação vertical

4.2.2.1. OLPHP contendo acetona na orientação vertical

No OLPHP contendo 30% de acetona, na orientação vertical, as variações de temperaturas observadas durante os testes começaram a ocorrer com a aplicação da carga térmica aplicada de 5 W. Flutuações de maior amplitude nas temperaturas puderam ser observadas nas três regiões do OLPHP para a carga térmica de 25 W aplicada ao OLPHP conforme mostrado na Figura 5.3. Neste caso as variações de temperatura atingiram a amplitude máxima de 5°C, demonstrando a dinâmica do regime intermitente (*plug / slug*) presente no OLPHP. A variação no comportamento da temperatura do fluido de trabalho, ora aumentando ora diminuindo, acontece

devido à coalescência e colapso das bolhas de vapor e à formação de contra fluxo nos canais do OLPHP.

Sendo o OLPHP um dispositivo de controle térmico bifásico é de se esperar que apresente as mesmas características de partida observadas na operação com circuito de bombeamento capilar (CPL) e tubo de calor circuitado (LHP), no que diz respeito à temperatura na região do evaporador. Neste caso, uma queda de temperatura é prevista em decorrência do surgimento de contra fluxo do fluido de trabalho na região durante a partida do dispositivo.

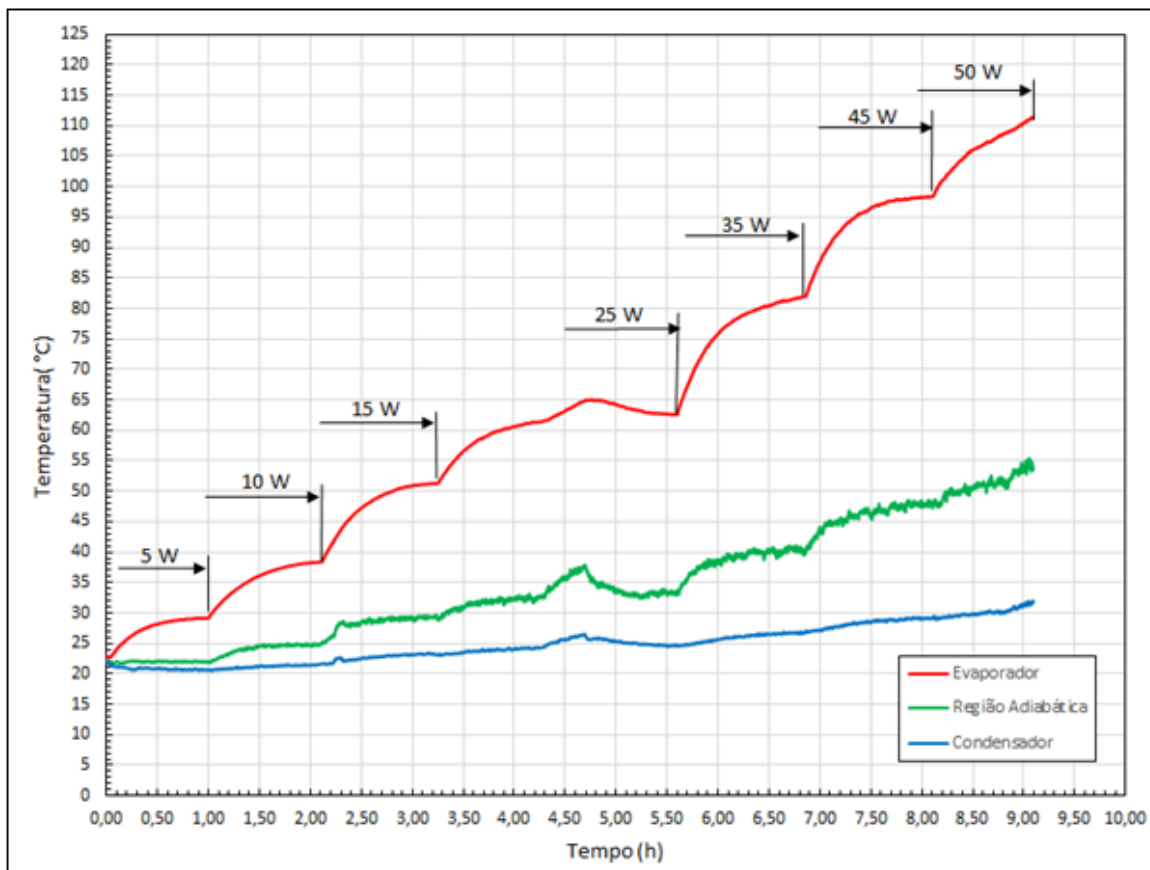


Figura 4.13 - Temperaturas no OLPHP contendo 30% de acetona na orientação vertical.

Quando o OLPHP operou na orientação vertical, com potência térmica de 50 W, foi atingida a temperatura de 112°C. Já operando na orientação horizontal, com mesma potência, a temperatura atingida foi 94°C. Esta diferença de temperaturas observadas durante os testes realizados sinaliza um melhor desempenho na operação na orientação horizontal, provavelmente devido à menor atuação da força da gravidade.

Nos testes realizados com o OLPHP na orientação vertical, contendo acetona em 50% do seu volume interno, mostrados na Figura 4.16, são iniciadas as pulsações do fluido o que caracteriza uma operação de bombeamento através do escoamento intermitente (*plug / slug*), com aplicação de carga térmica de 10 W. A partir da aplicação desta carga térmica iniciam-se oscilações moderadas de temperatura nas três regiões do OLPHP, presente até a carga máxima aplicada de 50 W. Pelo que pode ser observado as oscilações de temperatura presentes ocorrem devido à existência de contra fluxo de fluido, acarretando o colapso de bolhas presentes neste regime de escoamento.

Um aspecto interessante a ressaltar refere-se às baixas temperaturas registradas no evaporador do OLPHP ocorridas durante a aplicação de todas as cargas térmicas nesta região. Este fato, também observado nos testes realizados na orientação horizontal, pode ser explicado pelos baixos valores do calor latente de evaporação apresentados pela acetona atuando como fluido de trabalho. Esta característica recomenda a aplicação da acetona em OLPHPs para operações envolvendo elevados níveis de cargas térmicas.

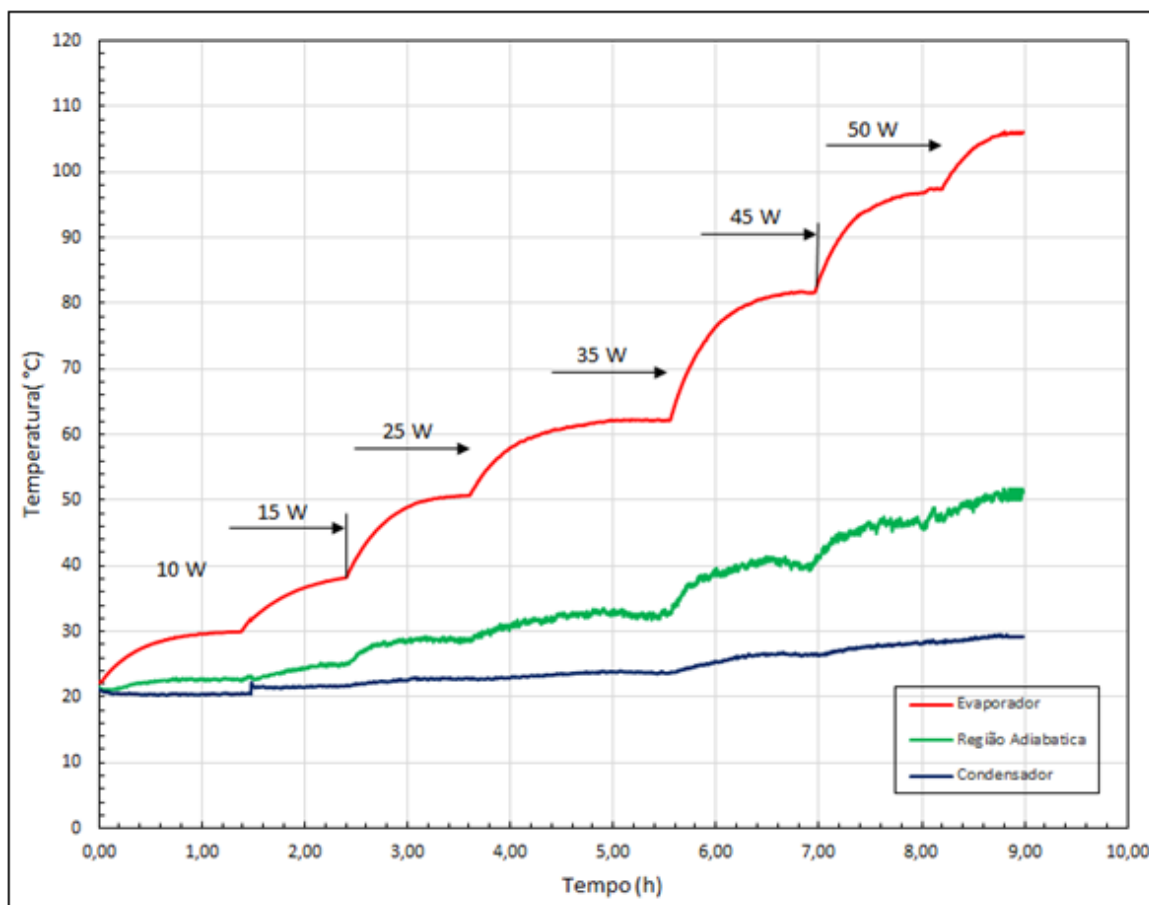


Figura 4.14 - Temperaturas no OLPHP contendo 50% de acetona na orientação vertical.

Fonte: adaptada de Riehl (2004)

No OLPHP contendo 80% de acetona, na orientação vertical, as variações de temperaturas observadas durante os testes começaram a ocorrer logo no início com a aplicação da carga térmica aplicada de 5 W. Flutuações de maior amplitude nas temperaturas puderam ser observadas nas três regiões do OLPHP para a carga térmica de 15 W aplicada ao OLPHP conforme mostrado na Figura 4.15. As variações de temperatura atingiram a amplitude máxima de 5°C, da mesma forma como ocorreu para o OLPHP com 30% de fluido de trabalho e mostra a dinâmica do regime intermitente (*plug / slug*) presente no OLPHP.

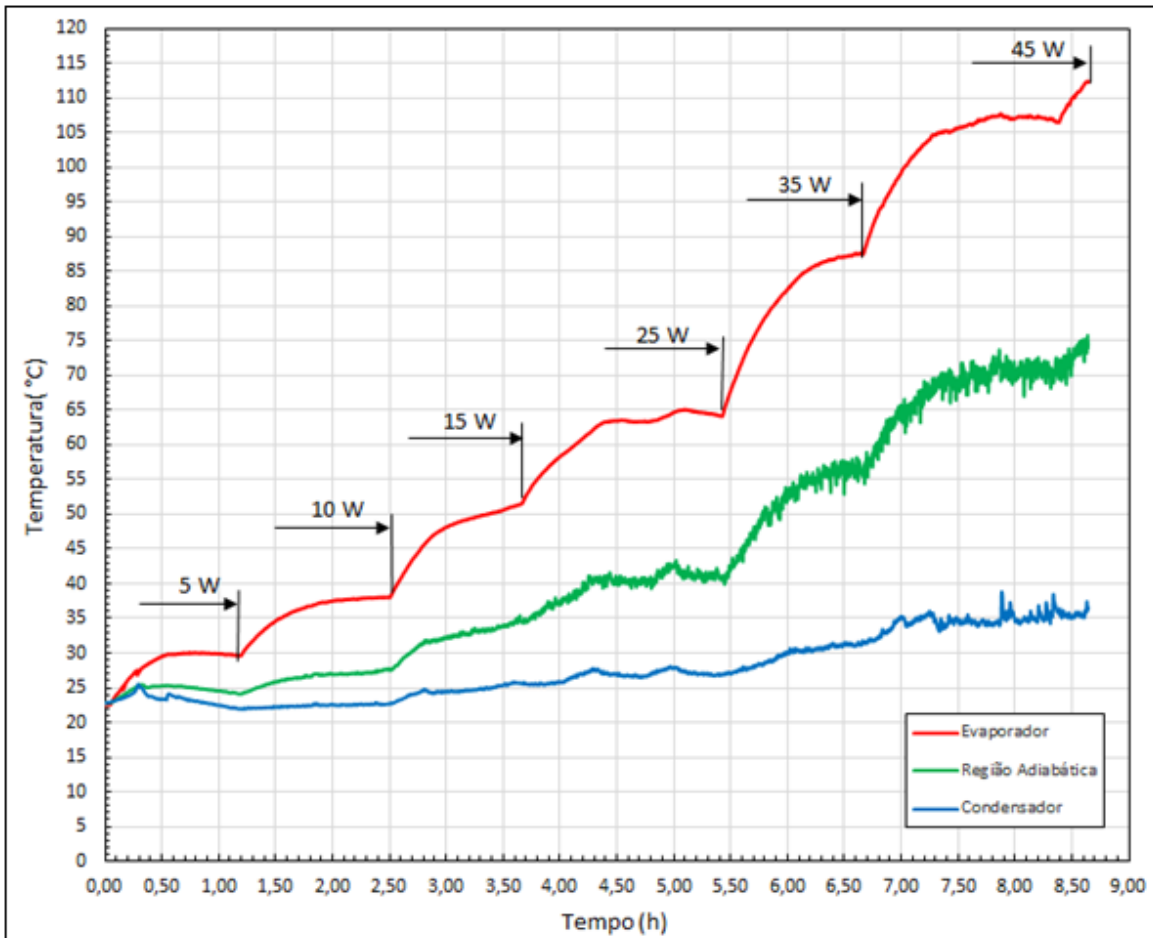


Figura 4.15 - Temperaturas no OLPHP contendo 80% de acetona na orientação vertical.

Os testes realizados com acetona apresentaram um comportamento térmico ligeiramente melhor, em comparação com aqueles apresentados pelo OLPHP utilizando outros fluidos de trabalho e na orientação vertical. Neste caso a circulação do fluido em contra fluxo teve início com carga térmica aplicada ao OLPHP da ordem de 10 W, o que foi constatado através da análise das temperaturas encontradas na região adiabática do OLPHP. As temperaturas no evaporador, região adiabática e no condensador apresentaram uma menor variação em relação aos demais fluidos de trabalho testados sob as mesmas condições. Um importante aspecto, observado na operação de OLPHP contendo Acetona, é o fato de baixas temperaturas de operação terem sido encontradas na região adiabática e no condensador, mesmo em níveis elevados de cargas térmicas aplicadas. O que pode

ser explicado pelo valor reduzido do calor latente de vaporização que este fluido apresenta, ao lado do alto valor apresentado pela relação dP/dT e o baixo valor de carga térmica necessária para que o vapor atinja a velocidade superficial crítica.

Assim é possível concluir que para valores elevados de carga térmica, acetona é o melhor fluido de trabalho recomendado para OLPHP operando na orientação vertical, apresentando baixo valor de calor latente de vaporização e alto valor da relação dP/dT .

4.2.2.2. OLPHP contendo álcool etílico na orientação vertical

No caso dos testes com o OLPHP contendo álcool etílico em 30% do seu volume interno na orientação vertical, foi observado que variações de temperatura começaram a acontecer logo na partida do dispositivo, com valores de carga térmica considerados baixos, da ordem de 5°C , aumentando na medida em que esta foi incrementada, conforme mostra a Figura 4.16. O contra fluxo do fluido de trabalho nos canais do OLPHP pode apenas ser observado quando se analisou as temperaturas na região adiabática, que se mostrou ser mais sensível na partida do dispositivo do que pode ser observado nas temperaturas na região do evaporador. No caso do álcool etílico, as variações de temperatura não proporcionaram oscilações pronunciadas.

As temperaturas registradas no evaporador atingiram níveis elevados, sendo a temperatura máxima registrada igual a 111°C . Com a ocorrência de contra fluxo no condensador as temperaturas nessa região oscilaram moderadamente em torno dos 5°C .

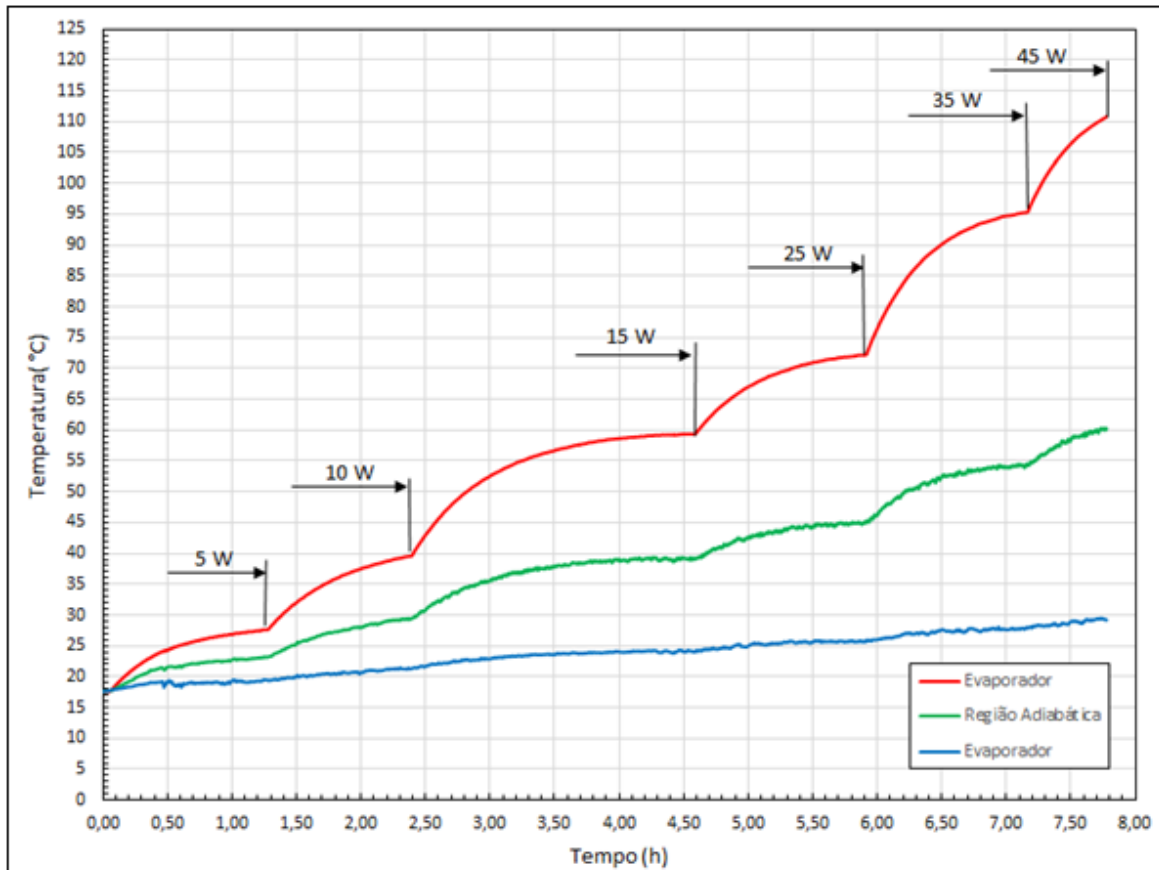


Figura 4.16 - Temperaturas no OLPHP contendo 30% de álcool etílico na orientação vertical.

No OLPHP contendo 50% de álcool etílico, na orientação vertical, as variações de temperaturas observadas durante os testes começaram a ocorrer com a aplicação da carga térmica aplicada de 10 W. Flutuações de maior amplitude nas temperaturas puderam ser observadas nas três regiões do OLPHP para a carga térmica de 25 W aplicada ao OLPHP conforme mostrado na Figura 4.17. As variações de temperatura atingiram a amplitude máxima de 5°C, da mesma forma como ocorreu para o OLPHP com 30% de fluido de trabalho e mostra a dinâmica do regime borbulhante (*plug / slug*) presente no OLPHP.

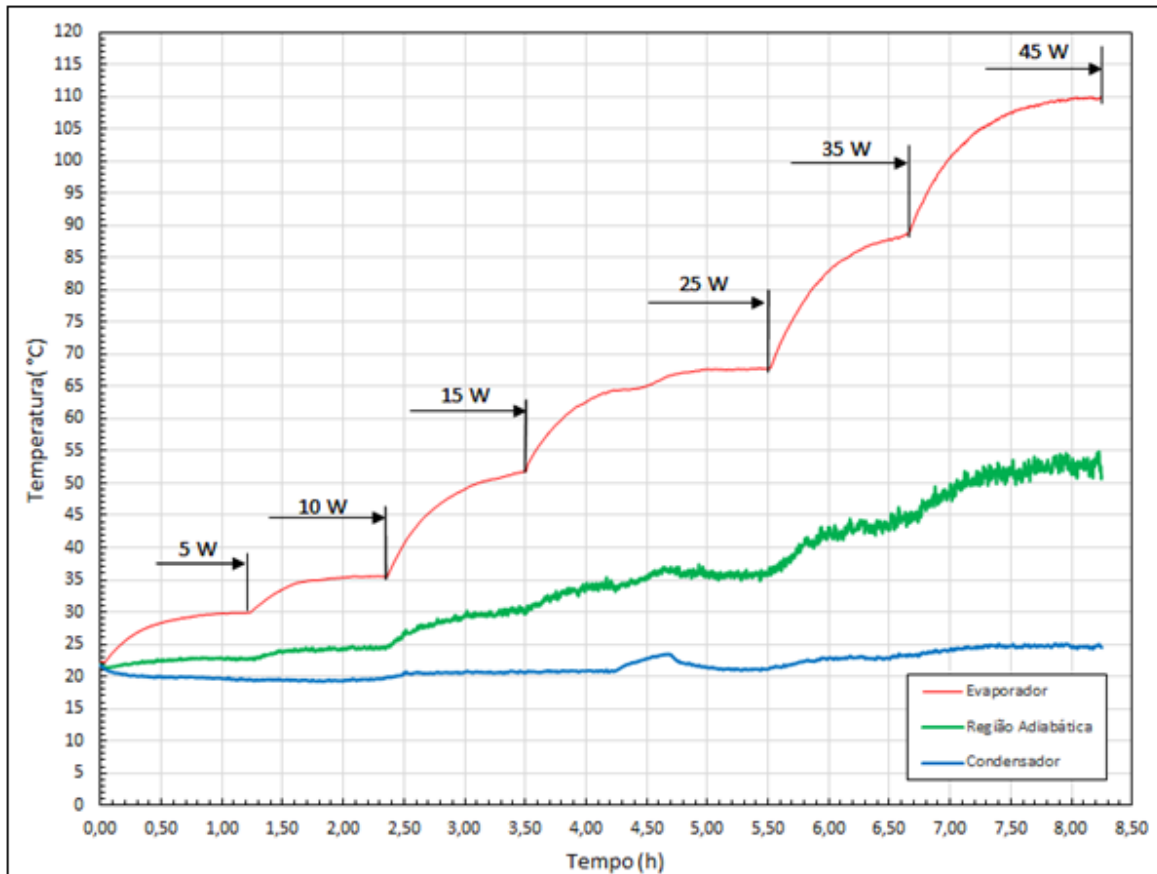


Figura 4.17 - Temperaturas no OLPHP contendo 50 % de álcool etílico na orientação vertical.

Fonte: adaptada de Riehl (2004)

Nos testes com o OLPHP contendo álcool etílico em 80 % do seu volume interno, na orientação vertical, mostrado na Figura 4.18, foram registrados nas três regiões do dispositivo, frequências elevadas de oscilações nas temperaturas a partir da aplicação da carga térmica de 25 W. No evaporador e na região adiabática foram registradas oscilações da ordem de 10°C, o que evidencia o contra fluxo de fluido de trabalho com elevado nível de colapso de bolhas nestas regiões.

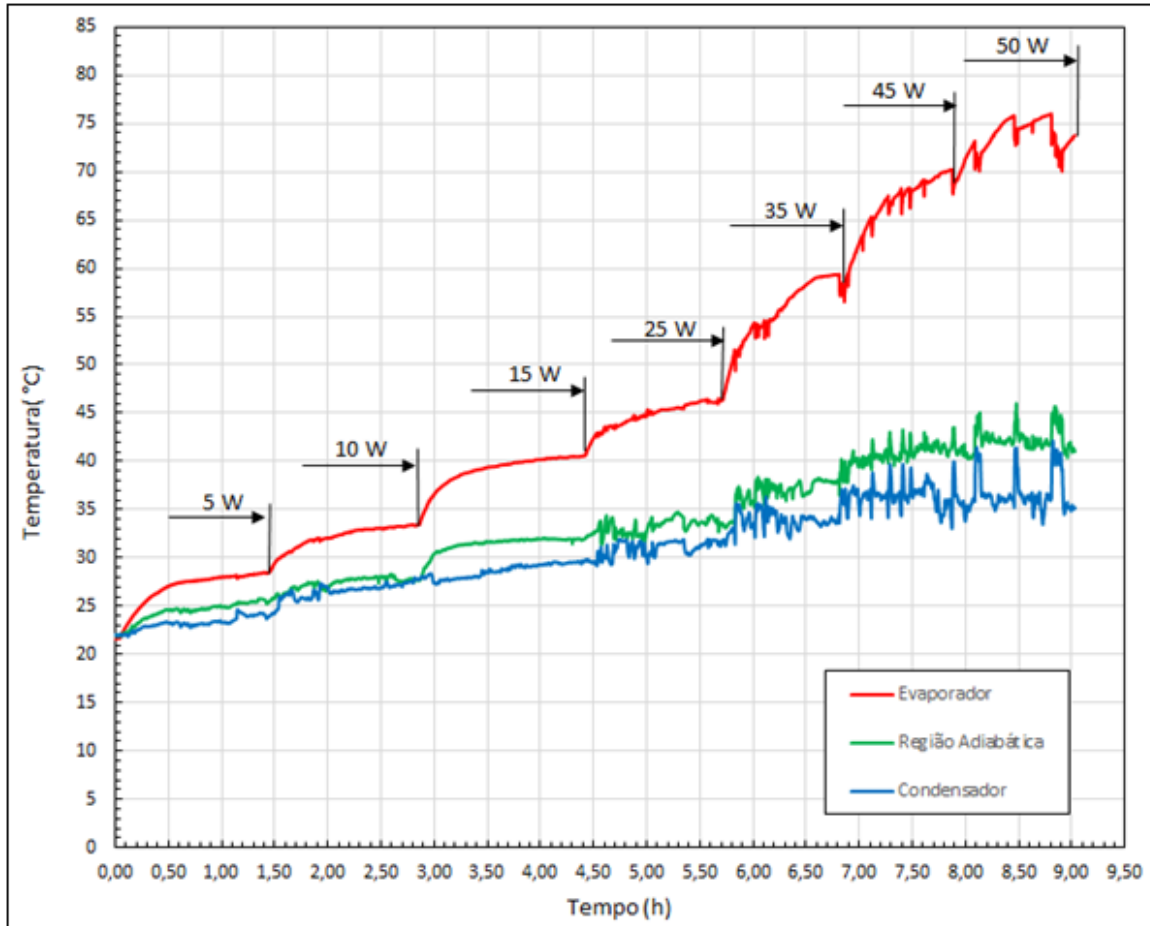


Figura 4.18 - Temperaturas no OLPHP contendo 80 % de álcool etílico na orientação vertical.

4.2.2.3. OLPHP contendo álcool metílico na orientação vertical

Os testes realizados com OLPHP contendo 30% de álcool metílico na orientação vertical, mostrados na Figura 4.19, demonstram que o início das pulsações ocorreu com a aplicação da carga térmica de 5W. Porém neste caso ocorreram variações de temperatura com maior intensidade nas aplicações das cargas a partir de 15 W. As curvas que mostram o comportamento do fluido nas regiões adiabática e no condensador, registraram grandes oscilações nestas regiões a partir da aplicação da carga térmica de 25 W. A partir da aplicação da carga térmica de 35 W ocorre a

real partida do OLPHP, quando há plena circulação do fluido de trabalho. A temperatura do evaporador diminui porque há líquido vindo do condensador, o qual recebe mais vapor com o conseqüente aumento de temperatura aumenta. Após esse evento ocorrem pulsações mais pronunciadas. Caso houvesse a ocorrência de *dry-out* na região, a temperatura do evaporador apresentaria uma tendência de ascensão vertical e o condensador ficaria cada vez mais frio devido à ausência de fluxo de massa para essas regiões.

A expectativa era que o álcool metílico apresentasse um melhor rendimento térmico durante os testes realizados. No entanto este fluido apresentou rendimento térmico, com elevadas temperaturas na região de evaporação, submetida a elevadas cargas térmicas. Neste caso, a partida do OLPHP só pôde ser verificada após a visualização de oscilações das temperaturas ocorridas na região adiabática e no condensador.

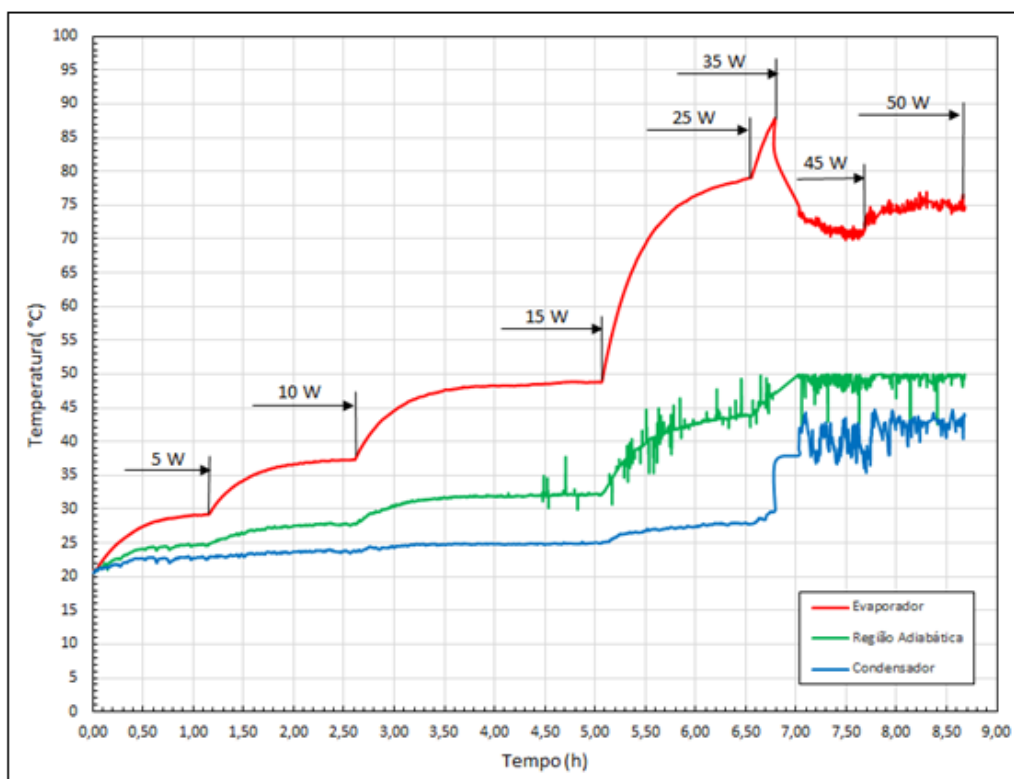


Figura 4.19 - Temperaturas no OLPHP contendo 30 % de álcool metílico na orientação vertical.

Os testes realizados com OLPHP contendo 50% de álcool metílico na orientação vertical, mostrados na Figura 4.20, demonstram que o início das pulsações ocorreu com a aplicação da carga térmica de 5W. Porém neste caso ocorreram variações de temperatura com maior intensidade nas aplicações das cargas a partir de 15 W. As curvas que mostram o comportamento do fluido nas regiões adiabática e no condensador, registraram grandes oscilações nestas regiões a partir da aplicação da carga térmica de 25 W. A provável ocorrência do fenômeno *dry-out* no evaporador, após aplicação da carga de 45W no OLPHP, acarretou as elevações das temperaturas no condensador e na região adiabática bem como o aumento em suas oscilações.

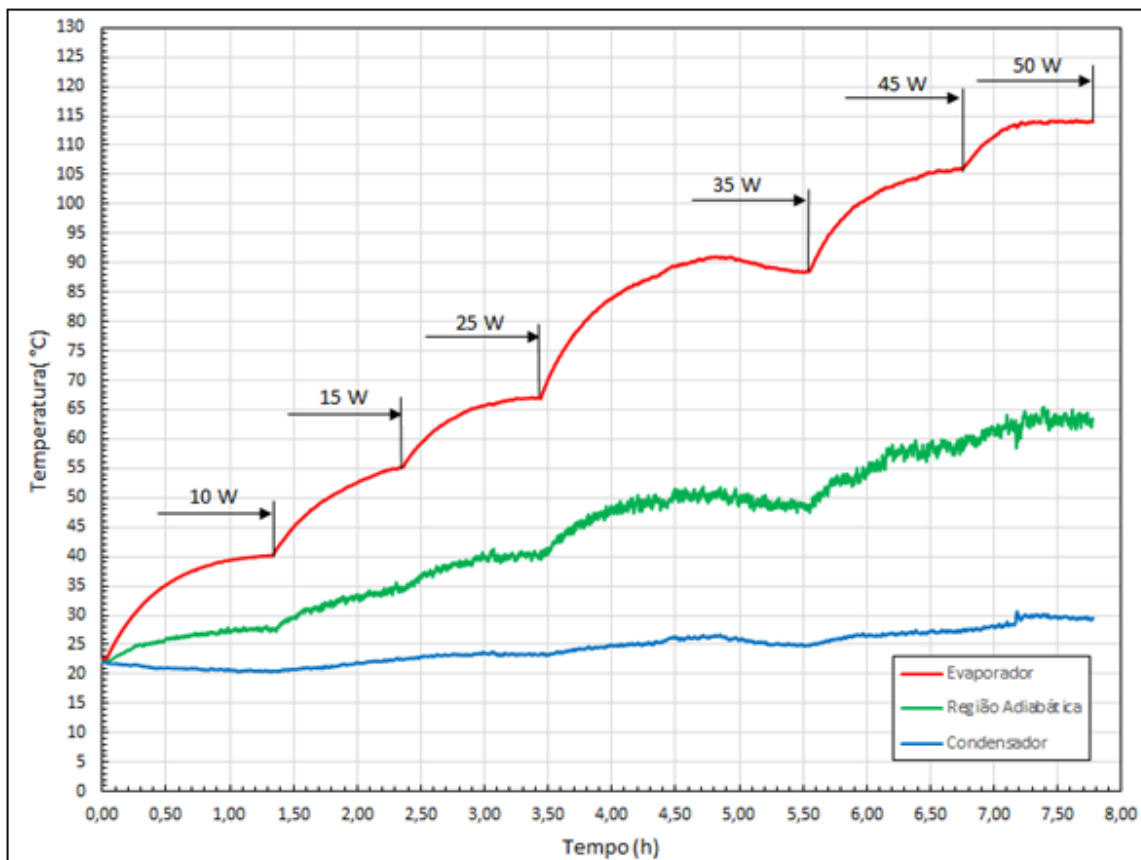


Figura 4.20 - Temperaturas no OLPHP contendo 50 % de álcool metílico na orientação vertical.

Fonte: adaptada de Riehl (2004)

Nos testes com o OLPHP contendo álcool metílico em 80 % do seu volume interno, na orientação vertical mostrados na Figura 4.21, foram atingidas temperaturas elevadas no evaporador, sendo 115°C a máxima temperatura atingida para carga aplicada de 45W. Oscilações de temperatura ocorreram nas três regiões OLPHP com a aplicação da carga de 5 W, aumentadas consideravelmente com a aplicação da carga de 10 W, chegando aos 10°C de variação. Este comportamento é evidenciado nas regiões adiabática e no evaporador até a aplicação da carga máxima de 45 W.

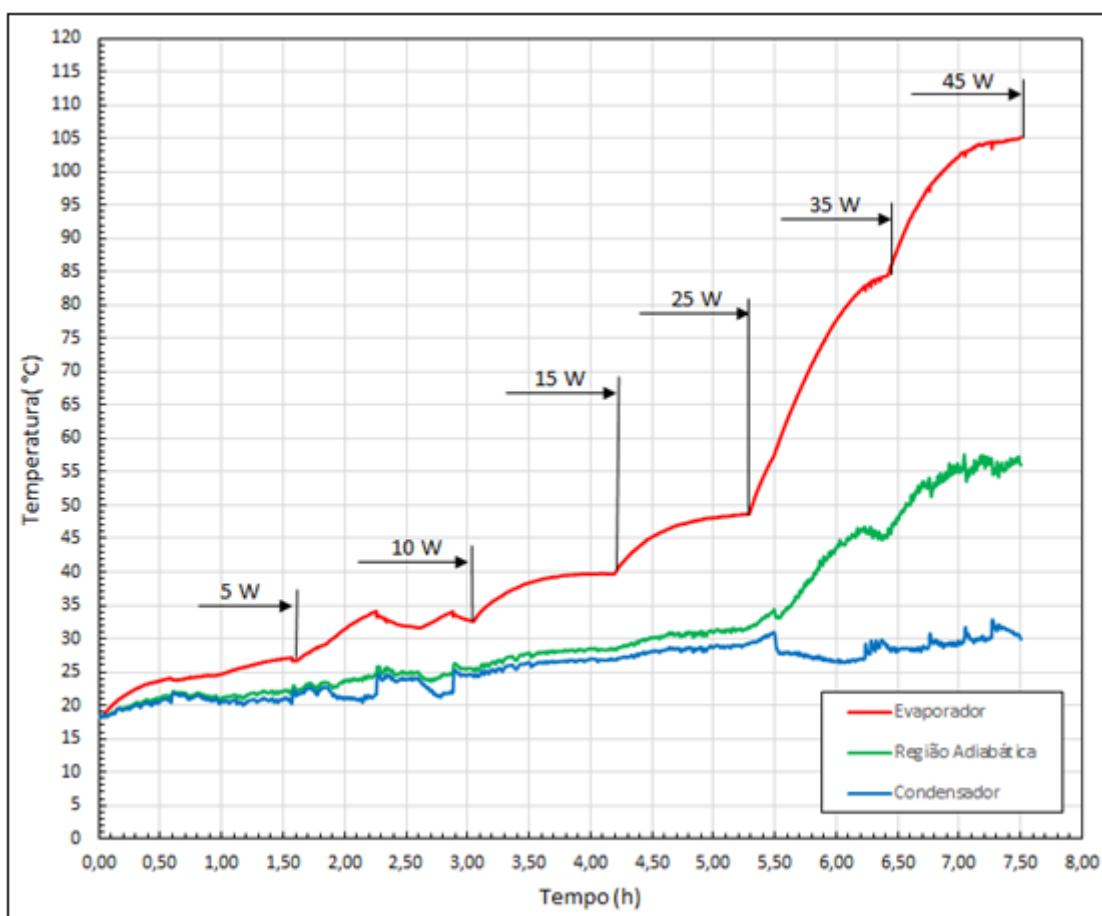


Figura 4.21 - Temperaturas no OLPHP contendo 80 % de álcool metílico na orientação vertical.

O comportamento esperado na partida de um OLPHP, é semelhante à de outros dispositivos de controle térmico bifásico, tais como circuito de bombeamento capilar (CPL) e tubo de calor circuitado (LHP). Após o início da aplicação da carga térmica é esperada a elevação da temperatura no evaporador do OLPHP, seguida de sua estabilização, indicando que o bombeamento do fluido de trabalho foi iniciado, resultando em oscilações de temperatura. À medida que a carga térmica aumenta estas oscilações também aumentam em intensidade.

Baseado nos testes realizados e na análise dos dados obtidos, constatou-se que a relação de Clapeyron, é uma ferramenta poderosa na seleção de fluidos de trabalho indicados para operação em OLPHP. Valores médios de calor latente de evaporação devem ser aplicados no processo de seleção de fluidos de trabalho, pois valores mais altos, como o da água, podem provocar baixos rendimentos térmicos, enquanto valores médios, como o da acetona podem apresentar melhores resultados.

Análises posteriores destes resultados experimentais sugerem que fluidos de trabalho que apresentam o número de Eötvos próximo ao limite onde a tensão superficial atua pode acarretar um melhor rendimento ao OLPHP. Este fato pode ser observado o caso da Acetona que apresenta os valores mais altos para o número de Eötvos e assim um melhor rendimento, pois fornece potência máxima, durante sua operação e baixos valores de temperaturas de evaporação. Da mesma forma, a água apresenta o pior rendimento, que pode ser explicado pelo baixo valor da relação dP/dT e do número de Eötvos.

De forma similar àquela observada durante a execução dos testes com o OLPHP operando na orientação vertical, o álcool etílico apresentou os melhores resultados, seguido pela acetona e pelo álcool metílico, durante os testes realizados na orientação horizontal. Este desempenho foi previsto através da análise da relação de Clapeyron e do número de Eötvos.

4.2.3. Cargas térmicas máximas atingidas nos ensaios realizados

No final de cada ensaio realizado foram registradas as cargas térmicas máximas aplicadas ao OLPHP, cujos valores são mostrados nas Tabelas 4.1 a 4.3.

Tabela 4.1 - Cargas térmicas máximas atingidas nos ensaios realizados.

Parâmetro de projeto $Q_{\text{máxexp.}}$	Unidade	Acetona		
		30%	50%	80%
Orientação horizontal	W	50,00	50,00	50,00
Orientação vertical	W	45,00	45,00	45,00

Tabela 4.2 - Cargas térmicas máximas atingidas nos ensaios realizados.

Parâmetro de projeto $Q_{\text{máxexp.}}$	Unidade	Álcool etílico		
		30%	50%	80%
Orientação horizontal	W	50,00	50,00	50,00
Orientação vertical	W	50,00	50,00	50,00

Tabela 4.3 - Cargas térmicas máximas atingidas nos ensaios realizados.

Parâmetro de projeto $Q_{\text{máxexp.}}$	Unidade	Álcool metílico		
		30%	50%	80%
Orientação horizontal	W	50,00	50,00	50,00
Orientação vertical	W	35,00	35,00	35,00

As cargas térmicas mais elevadas, registradas durante os ensaios realizados em ambas orientações, foram atingidas pelo OLPHP, em ordem decrescente, contendo álcool etílico, acetona e álcool metílico.

4.2.4. Cargas térmicas máximas por área obtidas nos ensaios realizados

No final de cada ensaio realizado foram registradas as carga térmicas máximas por área do aquecedor (25 mm x 280 mm) aplicadas ao OLPHP, cujos valores são mostrados nas Tabelas 4.4 a 4.6 ($Q_{\text{máxexp}} / A_{\text{aquecedor}}$).

Tabela 4.4 - Cargas térmicas máximas por área obtidas nos ensaios realizados.

Parâmetro de projeto $q_{\text{máxexp.}}$	Unidade	Acetona		
		30%	50%	80%
Orientação horizontal	W/m ²	7142,86	7142,86	7142,86
Orientação vertical	W/m ²	6428,57	6428,57	6428,57

Tabela 4.5 - Cargas térmicas máximas por área obtidas nos ensaios realizados.

Parâmetro de projeto $q_{\text{máxexp.}}$	Unidade	Álcool etílico		
		30%	50%	80%
Orientação horizontal	W/m ²	7142,86	7142,86	7142,86
Orientação vertical	W/m ²	7142,86	7142,86	7142,86

Tabela 4.6 - Cargas térmicas máximas por área obtidas nos ensaios realizados.

Parâmetro de projeto $q_{\text{máxexp.}}$	Unidade	Álcool metílico		
		30%	50%	80%
Orientação horizontal	W/m ²	7142,86	7142,86	7142,86
Orientação vertical	W/m ²	5000,00	5000,00	5000,00

5 PROJETO DE OLPHPs

O projeto de OLPHPs compreende uma série de etapas que se inicia com o levantamento dos requisitos operacionais e funcionais previstos para o dispositivo, seguido da seleção e especificação de materiais, do dimensionamento e descrição de suas características geométricas. O levantamento destes requisitos, seu correto entendimento e compreensão, constituem etapa fundamental para a realização de qualquer projeto; sendo assim não poderia ser diferente com tubos de calor. Para esta atividade é recomendada que o patrocinador do projeto (*stakeholder*) reúna o maior número possível de informações pertinentes e as registre de forma adequada. No Apêndice D é apresentado um modelo de documento que orienta a atividade de levantamento e registro de requisitos para uso posterior e documental.

Segundo Khandekar et al. (2004) a literatura disponível aponta os seguintes parâmetros como fundamentais no projeto de OLPHPs:

- a) Diâmetro interno do tubo;
- b) Fluxo de calor no evaporador;
- c) Volume de fluido de trabalho;
- d) Número de curvas;
- e) Orientação do dispositivo no campo gravitacional;
- f) Propriedades termo físicas do fluido de trabalho;

- g) Seção transversal do tubo;
- h) Material do tubo;
- i) Compatibilidade de material do tubo com o fluido de trabalho.

5.1. Ferramentas de projeto de OLPHP

A determinação de parâmetros térmicos a partir da teoria do escoamento bifásico e da base de dados obtida através dos ensaios realizados, reportados no Capítulo 4, contribuiu para o desenvolvimento de ferramentas adequadas que aliadas a um procedimento específico, permitirá o desenvolvimento de projeto e construção de OLPHPs. Estas ferramentas são descritas a seguir.

5.1.1. Relação de Clapeyron

A Relação de Clapeyron (Çengel, 2007) expressa pela Equação 5.1, é uma ferramenta importante na definição do fluido de trabalho empregado na construção de OLPHPs, bem como na sua faixa de operação.

$$\left(\frac{dP}{dT}\right)_{T_{sat}} = \frac{h_{lv}}{(T_{sat} \cdot v_{lv})} \quad (5.1)$$

A Tabela 5.1 mostra a Relação de Clapeyron calculada através da Equação 5.1 para diversos fluidos de trabalho, selecionados para operação em faixas de temperatura semelhantes e candidatos à utilização na análise experimental relatada no Capítulo 4.

Tabela 5.1 - Relação de Clapeyron para diversos fluidos de trabalho.

Parâmetro de projeto dP/dT	Unidade	Fluido				
		Acetona	Água	Álcool etílico	Álcool isopropílico	Álcool metílico
293 K	Pa / K	1205,73	167,10	-	17,07	-
303 K	Pa / K	-	-	1114,42	-	1181,68
313 K	Pa / K	1798,08	383,71	-	47,08	-
323 K	Pa / K	-	-	1944,45	-	2681,89
333 K	Pa / K	3679,55	920,93	-	108,37	-
343 K	Pa / K	-	-	3303,08	-	4650,00
353 K	Pa / K	6029,75	1896,91	-	211,36	-
363 K	Pa / K	-	-	5937,02	-	8582,23
373 K	Pa / K	7284,91	3632,17	-	375,35	-
383 K	Pa / K	11669,33	6269,72	10618,07	-	14431,33
393 K	Pa / K	-	-	-	605,12	-
403 K	Pa / K	-	-	16847,39	-	22395,04

A Figura 5.1 representa graficamente a Relação de Clapeyron calculada para potenciais fluidos de trabalho, utilizados na análise experimental relatada no Capítulo 4.

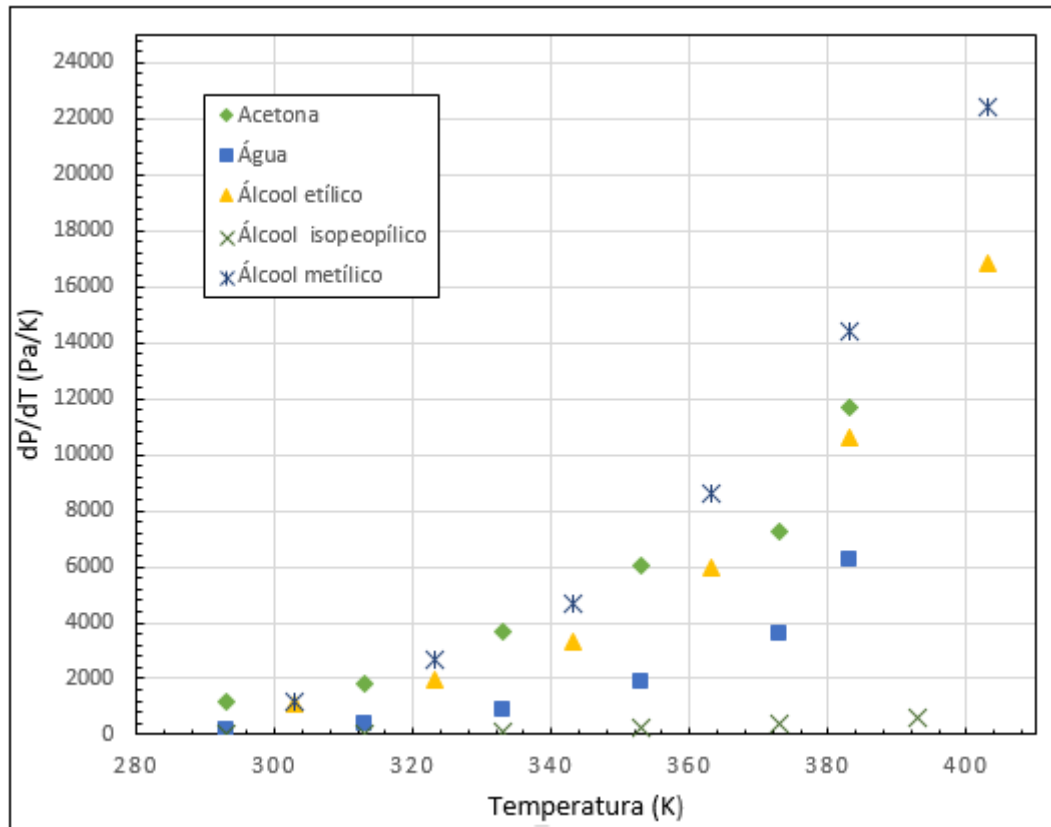


Figura 5.1 - Relação de Clapeyron para potenciais fluidos de trabalho.

A Figura 5.1 mostra que pequenas variações da temperatura de saturação representam uma grande variação na correspondente pressão de saturação do fluido, a qual afetará diretamente as forças de bombeamento atuantes no PHP durante a sua operação, lembrando que quanto mais alta for a Relação Clapeyron, melhor será a operação do OLPHP (Khandekar et al. 2003). Assim da análise feita com os dados mostrados na Figura 5.1 conclui-se que o álcool metílico seguido da acetona e do álcool etílico são os fluidos mais indicados para a utilização em OLPHPs, dentro da faixa de temperaturas 20°C a 120°C de operação, indicada para os ensaios realizados e descritos no Capítulo 4. Água e álcool isopropílico não apresentam valores elevados da Relação Clapeyron o que indica a não recomendá-los para este tipo de aplicação. Segundo a Equação 5.1 representada graficamente pela Figura 5.1, valores elevados de calor latente de evaporação e baixos valores de volume específico contribuem para altos valores da Relação Clapeyron.

5.1.2. Diâmetro interno máximo do tubo

O diâmetro interno do OLPHP é determinado em função do diâmetro crítico da bolha gerada pela evaporação do fluido de trabalho que escoar da região onde se encontra a fonte de calor (evaporador) para a região de dissipação de calor (condensador). Assim o diâmetro crítico de bolha deve ser maior ou igual ao diâmetro hidráulico do tubo, permitindo a formação de bolhas de vapor (*plug*) e de colunas de líquido (*slug*), conforme mostra a Figura 5.2.

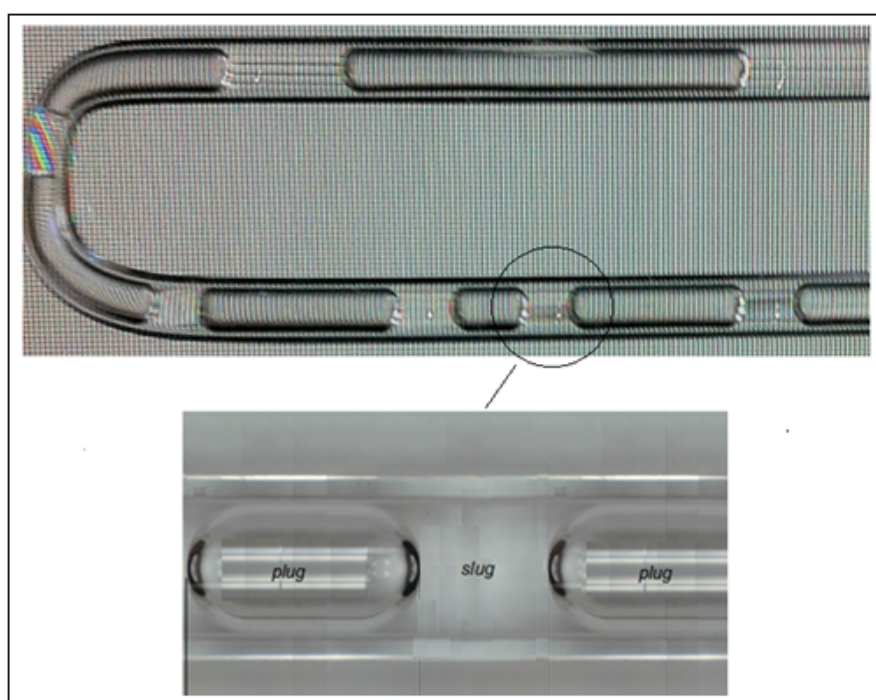


Figura 5.2 - Bolhas de vapor (*plug*) e coluna de líquido (*slug*) em OLPHP.

Riehl (2004) relata que o movimento pulsativo do fluido de trabalho no interior do OLPHP, resultante da interação entre líquido e vapor, é influenciado diretamente pelo diâmetro interno do tubo. Os fatores que contribuem para a formação de *plugs* e *slugs* em diâmetros reduzidos, tais como as características do fluido de trabalho, tensão superficial e efeitos da tensão de cisalhamento entre outros, devem ser considerados na análise de OLPHPs. Sem o bombeamento provocado pelo movimento pulsativo, o dispositivo irá operar simplesmente como uma barra sólida transferindo

calor por condução. O diâmetro interno do tubo deve ser menor ou igual ao diâmetro crítico de bolha e está diretamente relacionado ao o fluido de trabalho selecionado, podendo ser calculado através do número de Bond, conforme mostra a Equação.5.2.

$$Bo = \left[\frac{d_b^2 g (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{0,5} \quad (5.2)$$

Assim o diâmetro crítico da bolha, em função do número de Bond, será determinado por:

$$d_{crit} = \frac{Bo}{\left[\frac{g (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{0,5}} \quad (5.3)$$

Bretherton (1961) relata que os efeitos causados por influência do número de Bond com respeito ao diâmetro crítico da bolha de vapor e conseqüentemente com as velocidades superficiais de vapor associadas (para $Bo \leq 2$), devem ser considerados. Por outro lado, investigações têm sugerido que o número de Bond deve se menor ou igual a 1,836. Desta forma os diâmetros internos máximos permitidos para o OLPHP serão determinados pela Equação 5.4 e apresentados na Tabela 5.2.

$$d_{crit} = \frac{1,836}{\left[\frac{g (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{0,5}} \quad (5.4)$$

Tabela 5.2 - Diâmetros críticos em OLPHPs com diversos fluidos de trabalho.

Parâmetro de projeto d_{crit}	Unidade	Fluido		
		Acetona	Álcool etílico	Álcool metílico
20°C	m	0,0032	-	-
30°C	m	-	0,0033	0,0031
40°C	m	0,0031	-	-
50°C	m	-	0,0032	0,0030
60°C	m	0,0028	-	-
70°C	m		0,0031	0,0029
80°C	m	0,0026	-	-
90°C	m	-	0,0030	0,0028
100°C	m	0,0025	-	-
115°C	m	0,0024	0,0030	0,0027
130°C	m	-	0,0030	0,0025

Diâmetros críticos para OLPHP determinados para vários fluidos de trabalho e apresentados na Figura 5.3.

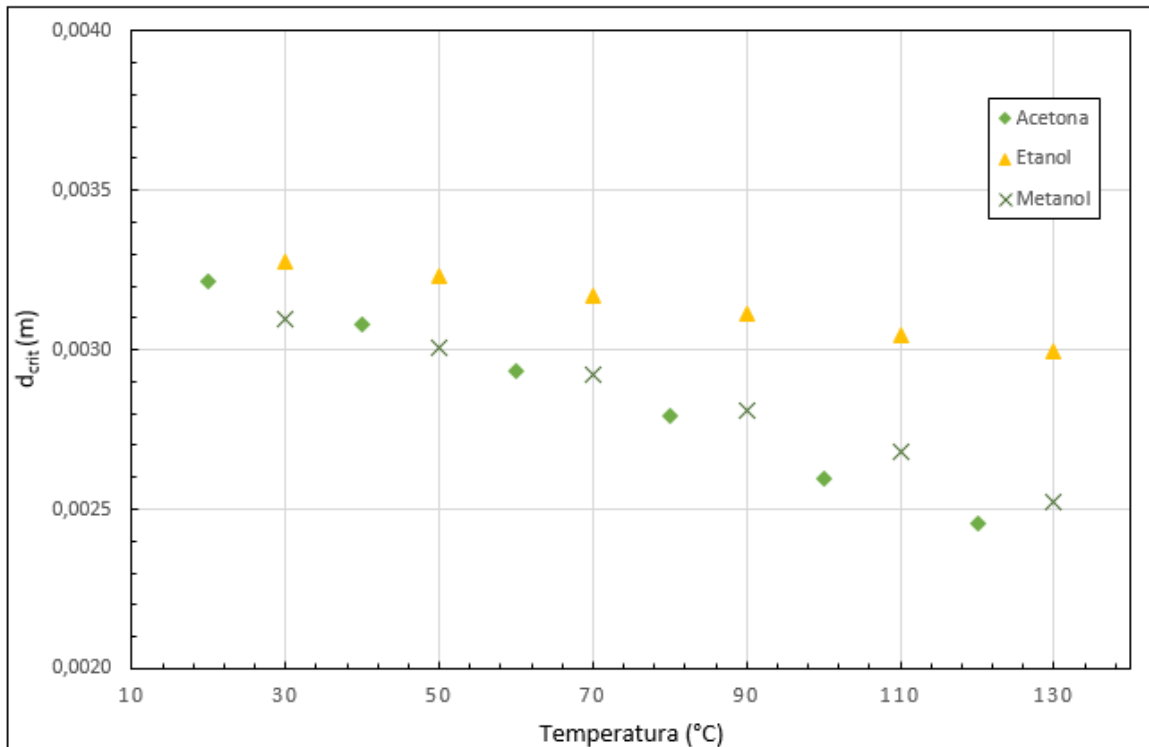


Figura 5.3 - Diâmetros críticos para OLPHP.

5.1.3. Número de Eötvös

Riehl (2003) relata que a comparação dos números de Eötvös, calculados através da Equação 5.5 e apresentados na Tabela 5.3 para diversos fluidos de trabalho, serve como referência para o desempenho de OLPHPs em relação aos efeitos de tensão superficial neles presentes.

$$Eö = \frac{d_{crit}^2 g (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \quad (5.5)$$

Tabela 5.3 - Números de Eötvos para OLPHP utilizando diversos fluidos de trabalho.

Parâmetro de projeto Eö	Unidade	Fluido		
		Acetona	Álcool etílico	Álcool metílico
20°C	-	836442	-	-
30°C	-	-	803450	900507
40°C	-	908532	-	-
50°C	-	-	827857	953730
60°C	-	1001344	-	-
70°C	-		858468	1010965
80°C	-	1107944	-	-
90°C	-	-	889699	1091367
100°C	-	1279407	-	-
115°C	-	1431916	928712	1200568
120°C	-	-	-	-
130°C	-	-	960703	1356918

A Figura 5.4 apresenta uma comparação realizada com diversos fluidos de trabalho para OLPHPs com $d_i = 1,6$ mm. Como pode ser verificado, os valores mais baixos para o número Eötvös são obtidos para o álcool etílico, enquanto que os valores mais elevados são obtidos para a acetona.

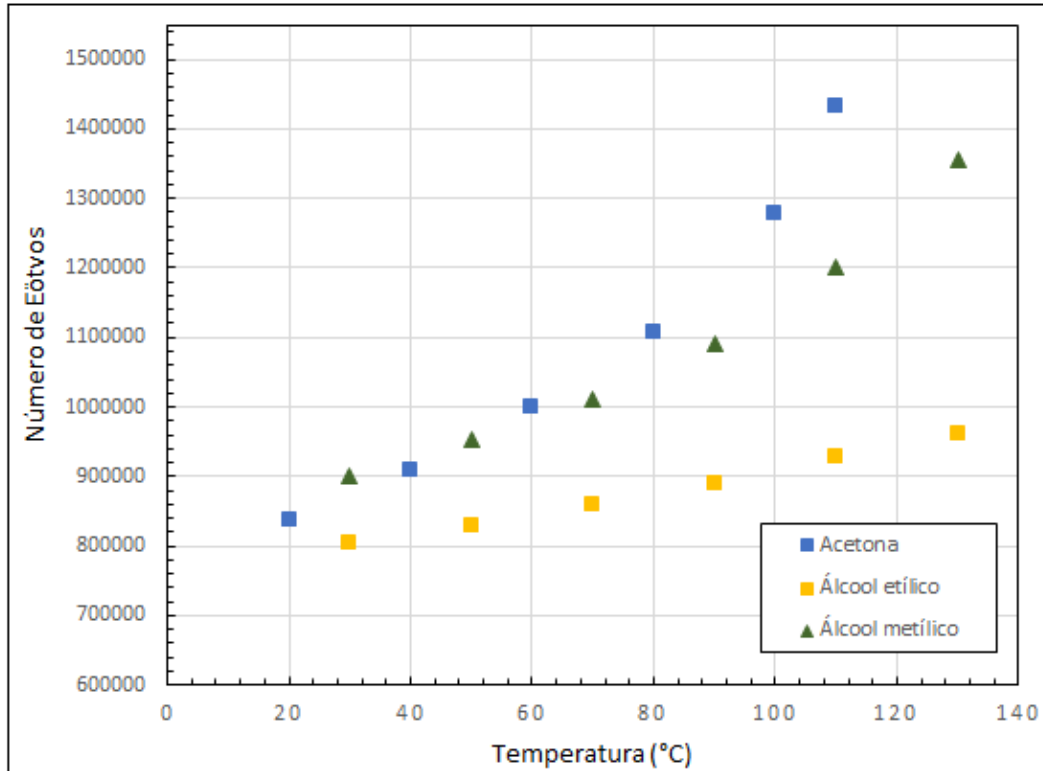


Figura 5.4 - Número de Eötvös para diversos fluidos.

5.1.4. Velocidade superficial crítica do vapor

5.1.4.1. Velocidade superficial crítica do vapor - escoamento horizontal

Carey (2008) relata que a velocidade superficial do vapor, para o escoamento horizontal, será determinada pela Equação 5.6 e apresentada para diversos fluidos na Tabela 5.4.

$$j_{vh} = \left\{ \frac{0,04[gd_i(\rho_l - \rho_v) \cos \Omega]}{\rho_v} \right\}^{0,5} \quad (5.6)$$

Tabela 5.4 - Velocidades superficiais críticas de vapor na orientação horizontal.

Parâmetro de projeto J_{vh}	Unidade	Fluido		
		Acetona	Álcool etílico	Álcool metílico
20°C	m/s	0,88	-	-
30°C	m/s	-	1,14	1,26
40°C	m/s	0,68	-	-
50°C	m/s	-	0,81	0,79
60°C	m/s	0,44	-	-
70°C	m/s	-	0,59	0,56
80°C	m/s	0,32	-	-
90°C	m/s	-	0,42	0,39
100°C	m/s	0,25	-	-
115°C	m/s	0,20	0,29	0,28
120°C	m/s	-	-	-
130°C	m/s	-	0,21	0,21

A Figura 5.5 apresenta velocidades críticas superficiais de vapor para OLPHPs com $d_i = 1,6$ mm, na orientação horizontal, com a utilização de vários fluidos de trabalho.

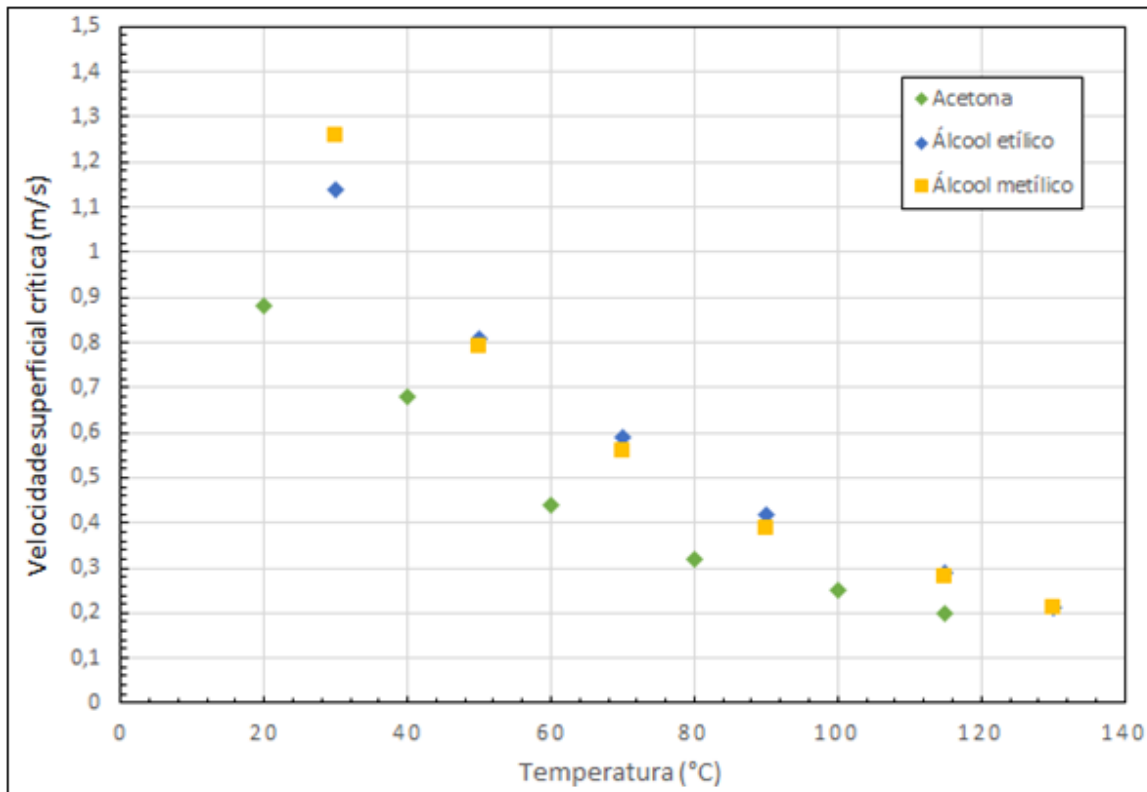


Figura 5.5 - Velocidades superficiais de vapor para fluidos na orientação horizontal.

5.1.4.2. Velocidade superficial crítica do vapor - escoamento vertical

A Equação 5.7 determina a velocidade superficial do vapor que possibilita a transição de pequenas bolhas para bolhas maiores (*plugs*) resultantes do processo de coalescência. Wallis (1969) propõem que a velocidade superficial crítica do vapor para este tipo de escoamento (j_v) seja 0,89 m / s.

Quando a velocidade superficial do vapor é maior do que sua velocidade crítica, o fluxo em contracorrente em OLPHPs é predominante (Riehl, 2003). Desta forma as bolhas de vapor (*plug*) empurrarão o líquido (*slug*) localizado à sua frente, possibilitando a operação do OLPHP. Neste caso o valor crítico da velocidade superficial

do vapor, na orientação vertical, será calculado, segundo Wallis (1969) pela Equação 5.7 e apresentada na Tabela 5.5.

$$j_{vv} = j_v \left\{ \frac{[gd_i(\rho_l - \rho_v)]}{\rho_v} \right\}^{0,5} \quad (5.7)$$

Tabela 5.5 - Velocidades superficiais críticas para fluidos na orientação vertical.

Parâmetro de projeto J_{vv}	Unidade	Fluido		
		Acetona	Álcool etílico	Álcool metílico
20°C	m/s	3,92	-	-
30°C	m/s	-	5,05	5,60
40°C	m/s	3,01	-	-
50°C	m/s	-	3,63	3,51
60°C	m/s	1,97	-	-
70°C	m/s	-	2,64	2,51
80°C	m/s	1,44	-	-
90°C	m/s	-	1,86	1,73
100°C	m/s	1,11	-	-
110°C	m/s	0,90	1,30	1,24
120°C	m/s	-	-	-
130°C	m/s	-	0,95	0,93

Para que o processo de bombeamento ocorra em OLPHPs, é necessário que a velocidade superficial do vapor seja maior que sua velocidade crítica j_v . A Figura 5.6 apresenta velocidades críticas superficiais de vapor para OLPHPs com $d_i = 1,6$ mm, na orientação vertical, com a utilização de vários fluidos de trabalho.

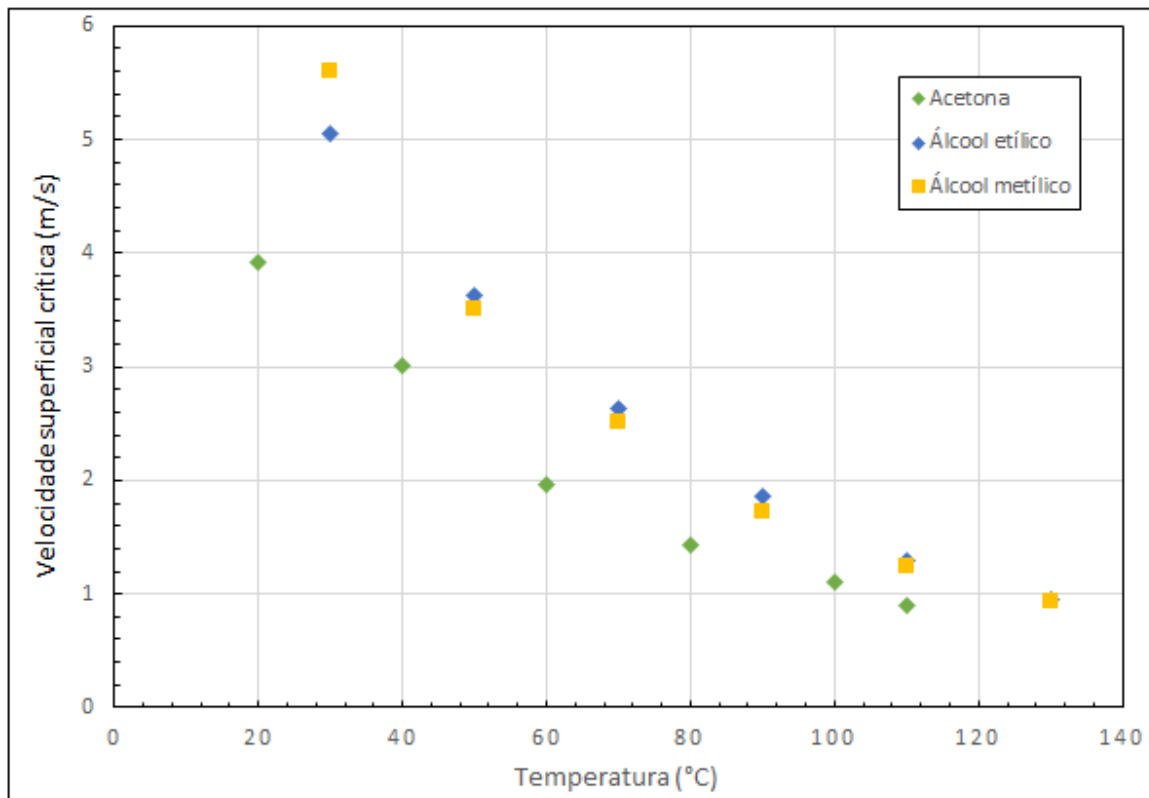


Figura 5.6 - Velocidades superficiais críticas de vapor para fluidos de trabalho na orientação vertical.

Para OLPHPs operando na orientação horizontal, a aceleração da gravidade g trará uma pequena contribuição no balanço das forças atuantes no escoamento, diferentemente do que ocorre na orientação vertical. Este papel, neste caso, será exercido pela tensão superficial apresentada pelo fluido de trabalho. Riehl (2000) investigou o processo de condensação em micro canais e concluiu que na medida em que o diâmetro do canal diminui, os efeitos da tensão superficial aumentam. Estabelecendo-se uma comparação entre as velocidades superficiais representadas nas Figuras 5.4 e 5.5, conclui-se que os valores encontrados nas operações na orientação vertical são 4,4 maiores do que aqueles encontrados nas operações na orientação horizontal. Lin et al. (2001) relatam que a diferença entre os valores das velocidades superficiais, na orientação vertical e horizontal, afeta diretamente o fluxo de calor gerador das forças atuantes na operação de OLPHPs.

5.1.5. Características geométricas

Reay e Kew (2006) relatam que considerando o fluxo do fluido de trabalho variável nas regiões do evaporador e do condensador de um tubo de calor, um comprimento efetivo (l_{ef}) poderá ser utilizado nos cálculos desenvolvidos ao invés do comprimento real ou geométrico destas seções. Se o fluxo de massa por unidade de comprimento for constante, que é razoável supor, este irá variar de forma linear ao longo das regiões percorridas, o que possibilita a substituição do comprimento das regiões do evaporador l_e e o condensador l_c por $l_e / 2$ e $l_c / 2$ respectivamente. Desta forma as características geométricas e construtivas do OLPHP serão determinadas pelos parâmetros e relações abaixo:

a) Número de curvas: n_c

b) Comprimento quente total: l_q

c) Comprimento frio total: l_f

d) Comprimento do segmento quente ou do evaporador será determinado por:

$$l_e = \frac{l_q}{(n_c + 1)} \quad (5.8)$$

e) Comprimento da região adiabática: l_a

f) Comprimento do segmento frio ou do condensador será determinado por:

$$l_c = \frac{l_f}{(n_c + 1)} \quad (5.9)$$

g) Comprimento efetivo será determinado por:

$$l_{ef} = 0,5(l_e + l_c) + l_a \quad (5.10)$$

h) Comprimento total do tubo será determinado por:

$$l_t = l_e + l_a + l_c \quad (5.11)$$

5.1.6. Fluxo de calor necessário para gerar vapor à velocidade crítica - escoamento horizontal

Segundo as mesmas considerações feitas para o fluxo de calor em escoamento vertical, a determinação do fluxo de calor mínimo necessário para gerar vapor à velocidade crítica em escoamento horizontal, é realizada pela Equação 5.12.

$$\dot{Q}_{crith} = \phi_r (n_c + 1) h_{lv} A_i \rho_v j_{eh} \quad (5.12)$$

A Tabela 5.6 apresenta o fluxo de calor mínimo necessário para a acetona atingir a velocidade de vapor crítica na orientação horizontal. Este é o fluxo de calor mínimo necessário para o início das pulsações que caracterizam a operação do OLPHP em seu modo mais eficiente.

Tabela 5.6 - Fluxo de calor mínimo na orientação horizontal.

Parâmetro de projeto $Q_{crit,h}$	Unidade	Acetona		
		30%	50%	80%
20°C	W	2,44	4,06	6,50
40°C	W	2,99	4,98	7,97
60°C	W	4,26	7,10	11,36
80°C	W	5,39	8,99	14,38
100°C	W	6,38	10,64	17,02
115°C	W	6,93	11,55	18,49

A Figura 5.7 apresenta graficamente, o fluxo de calor mínimo necessário para a acetona atingir a velocidade de vapor crítica na orientação horizontal.

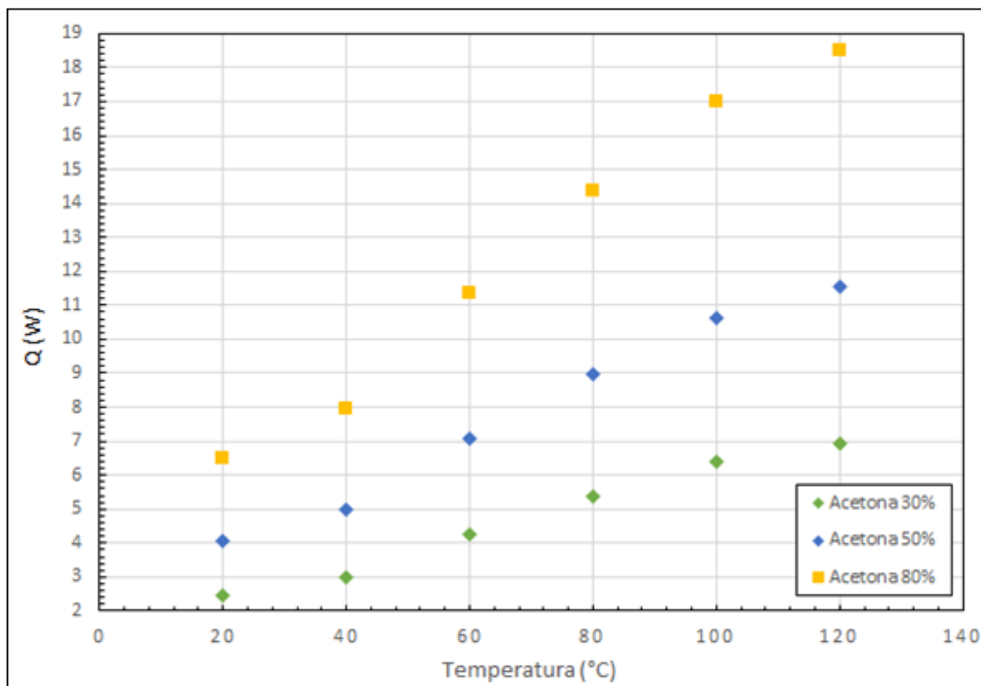


Figura 5.7 - Fluxo de calor mínimo necessário para atingir a velocidade de vapor crítica para acetona na orientação horizontal.

A Tabela 5.7 apresenta o fluxo de calor mínimo necessário para o álcool etílico atingir a velocidade de vapor crítica na orientação horizontal.

Tabela 5.7 - Fluxo de calor mínimo na orientação horizontal.

Parâmetro de projeto $Q_{crit,h}$	Unidade	Álcool etílico		
		30%	50%	80%
30°C	W	3,01	5,01	8,02
50°C	W	4,01	6,69	10,70
70°C	W	5,28	8,79	14,07
90°C	W	7,07	11,79	18,86
110°C	W	9,29	15,48	24,77
130°C	W	11,35	18,91	30,26

A Figura 5.8 apresenta graficamente, o fluxo de calor mínimo necessário para o álcool etílico atingir a velocidade de vapor crítica na orientação horizontal.

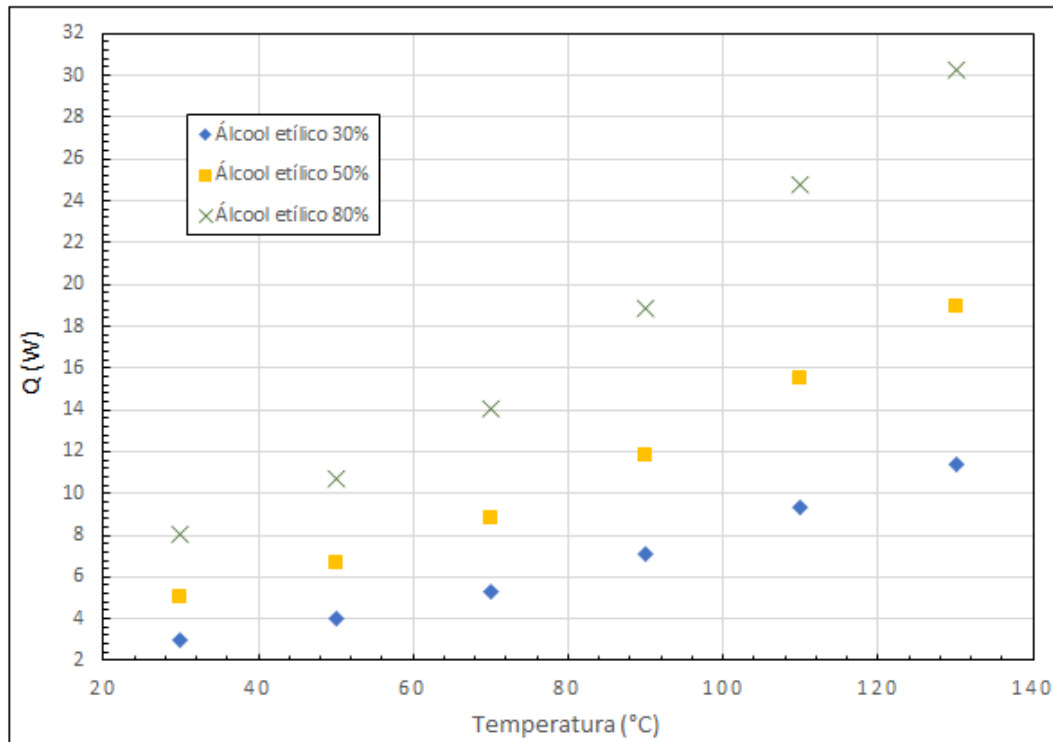


Figura 5.8 - Fluxo de calor mínimo necessário para atingir a velocidade de vapor crítica para álcool etílico na orientação horizontal.

A partir da leitura dos dados mostrados na Figura 5.8 pode ser concluído que para uma maior quantidade de fluido dentro do OLPHP ou seja do inventário deste fluido, maior será o valor do fluxo de calor mínimo necessário para se atingir a velocidade de vapor crítica para acetona na orientação horizontal.

A Tabela 5.8 apresenta o fluxo de calor mínimo necessário para o álcool metílico atingir a velocidade de vapor crítica na orientação horizontal.

Tabela 5.8 - Fluxo de calor mínimo na orientação horizontal.

Parâmetro de projeto $Q_{crit,h}$	Unidade	Álcool metílico		
		30%	50%	80%
30°C	W	3,53	5,89	9,42
50°C	W	5,36	8,93	14,29
70°C	W	7,05	11,76	18,81
90°C	W	9,48	15,79	25,27
110°C	W	12,08	20,13	32,22
130°C	W	14,71	24,52	39,24

A Figura 5.9 apresenta graficamente, o fluxo de calor mínimo necessário para o álcool metílico atingir a velocidade de vapor crítica na orientação horizontal.

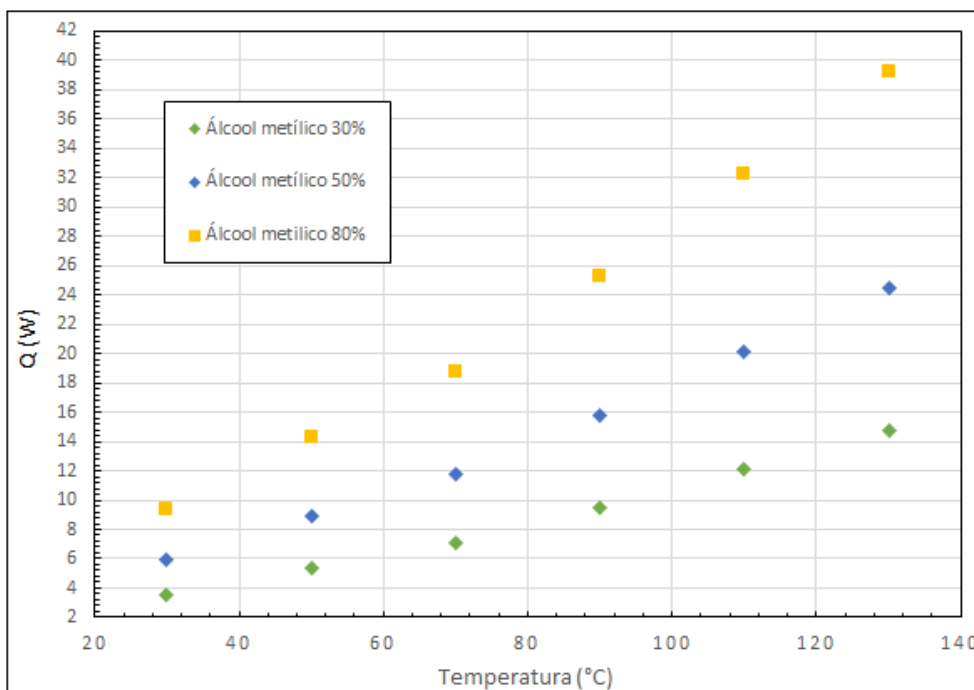


Figura 5.9 - Fluxo de calor mínimo necessário para atingir a velocidade de vapor crítica para álcool metílico na orientação horizontal.

A orientação vertical irá requerer um fluxo de calor 4,45 vezes maior do que aquele necessário na orientação horizontal. Neste caso o OLPHP deve operar na orientação horizontal com um melhor desempenho do que na vertical. Com fluxos de calor menores necessários para trazer o vapor para sua velocidade crítica, temperaturas mais baixas devem ser esperadas para o OLPHP operando na orientação horizontal.

A partir da leitura dos dados mostrados nas Figuras 5.7, 5.8 e 5.9, pode ser concluído que para uma maior quantidade de fluido dentro do OLPHP ou seja do inventário deste fluido, maior será o valor do fluxo de calor mínimo necessário para se atingir a velocidade de vapor crítica para os fluidos na orientação horizontal.

5.1.7. Fluxo de calor necessário para gerar vapor à velocidade crítica - escoamento vertical

A determinação do fluxo de calor necessário para gerar vapor à velocidade crítica, tanto no escoamento vertical quanto no horizontal, indica valores teóricos nos quais eles podem apresentar instabilidades. Porém, no caso de OLPHP, deseja-se obter tais valores de fluxo, pois quanto mais instável for o escoamento interno do fluido de trabalho, maior será a movimentação de bolhas de vapor e consequentemente maior será a transferência de calor latente presente em sua operação.

Para a determinação do fluxo de calor mínimo necessário para gerar vapor à velocidade crítica em escoamento vertical é empregada a Equação 5.13.

$$\dot{Q}_{critv} = \Phi_r(n_c + 1)h_{lv}A_i\rho_v j_{ev} \quad (5.13)$$

A Tabela 5.9 apresenta o fluxo de calor mínimo necessário para a acetona atingir a velocidade de vapor crítica na orientação vertical.

Tabela 5.9 - Fluxo de calor mínimo na orientação vertical.

Parâmetro de projeto $Q_{crit,h}$	Unidade	Acetona		
		30%	50%	80%
20°C	W	10,85	18,08	28,93
40°C	W	13,30	22,17	35,46
60°C	W	18,95	31,59	50,54
80°C	W	23,99	39,99	63,98
100°C	W	28,41	47,34	75,75
115°C	W	30,85	51,41	82,26

A Figura 5.10 apresenta graficamente, o fluxo de calor mínimo necessário para a acetona atingir a velocidade de vapor crítica na orientação horizontal.

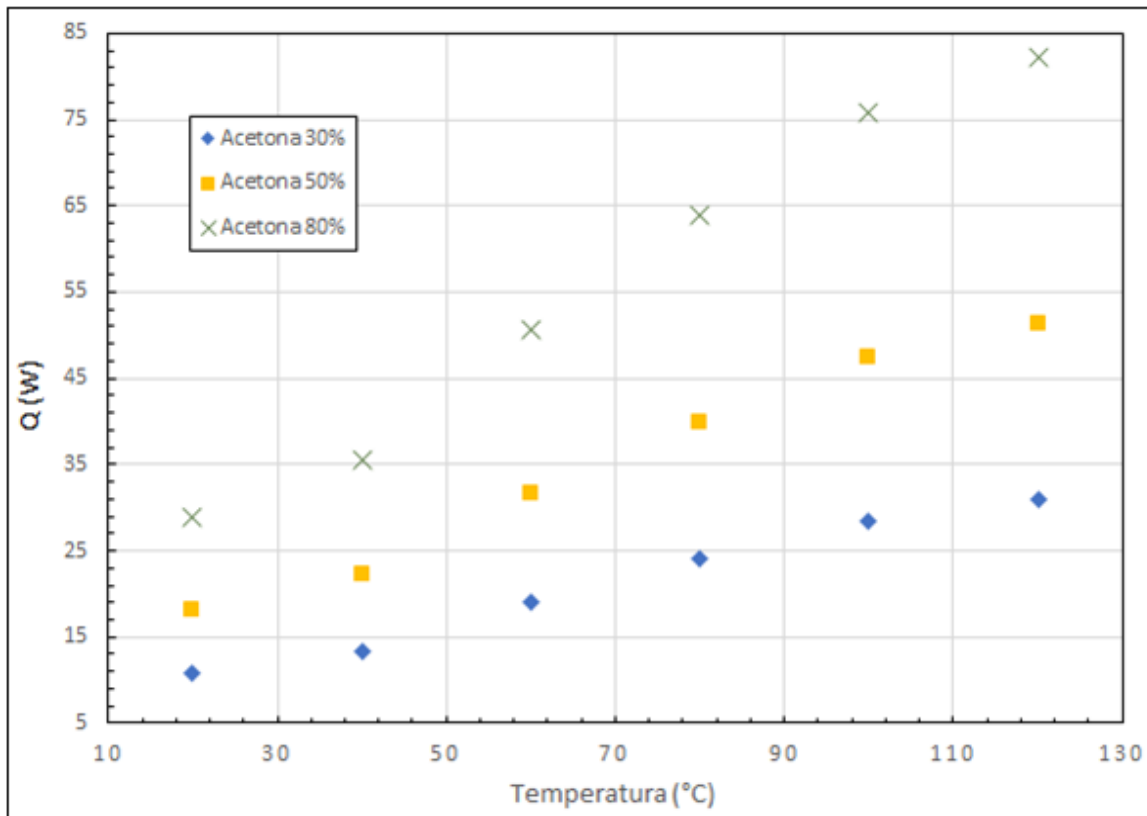


Figura 5.10 - Fluxo de calor mínimo necessário para atingir a velocidade de vapor crítica para acetona na orientação vertical.

A Tabela 5.10 apresenta o fluxo de calor mínimo necessário para o álcool etílico atingir a velocidade de vapor crítica na orientação vertical.

Tabela 5.10 - Fluxo de calor mínimo na orientação vertical.

Parâmetro de projeto $Q_{crit,h}$	Unidade	Álcool etílico		
		30%	50%	80%
30°C	W	13,38	22,30	35,68
50°C	W	17,86	29,76	47,62
70°C	W	23,48	39,14	62,62
90°C	W	31,48	52,46	83,94
110°C	W	41,34	68,90	110,25
130°C	W	50,50	84,17	134,67

A Figura 5.11 apresenta graficamente, o fluxo de calor mínimo necessário para o álcool etílico atingir a velocidade de vapor crítica na orientação vertical.

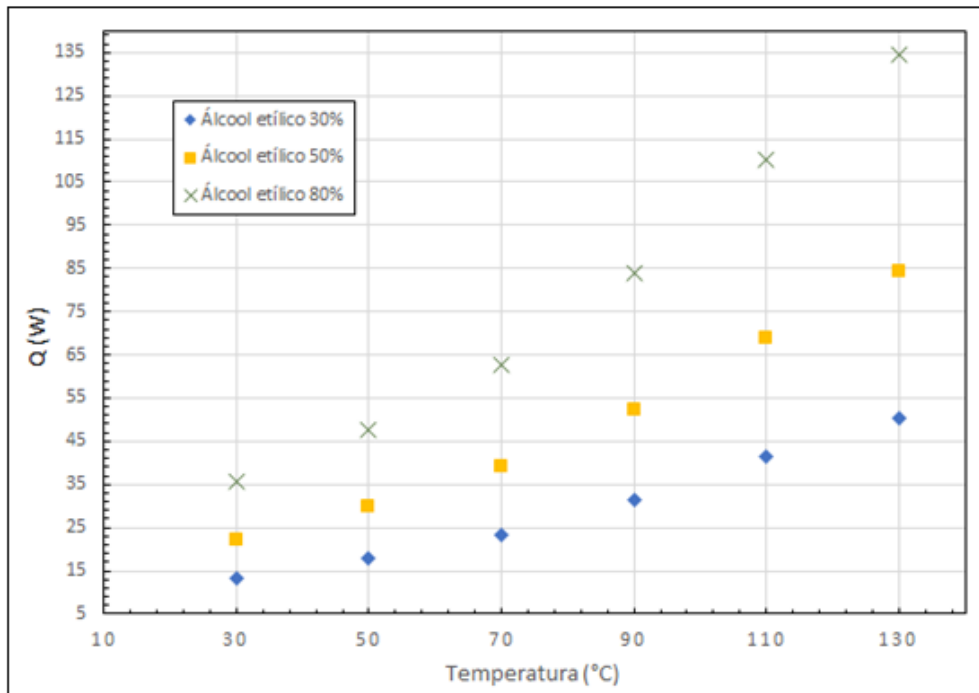


Figura 5.11 - Fluxo de calor mínimo necessário para atingir a velocidade de vapor crítica para álcool etílico na orientação vertical.

A Tabela 5.11 apresenta o fluxo de calor mínimo necessário para o álcool metílico atingir a velocidade de vapor crítica na orientação vertical.

Tabela 5.11 - Fluxo de calor mínimo na orientação vertical.

Parâmetro de projeto	Unidade	Álcool metílico		
		30%	50%	80%
$Q_{crit,h}$				
30°C	W	15,72	26,20	41,92
50°C	W	23,85	39,75	63,59
70°C	W	31,39	52,31	83,70
90°C	W	42,17	70,28	112,45
110°C	W	53,76	89,60	143,36
130°C	W	65,48	109,13	174,60

A Figura 5.12 apresenta graficamente, o fluxo de calor mínimo necessário para o álcool metílico atingir a velocidade de vapor crítica na orientação vertical.

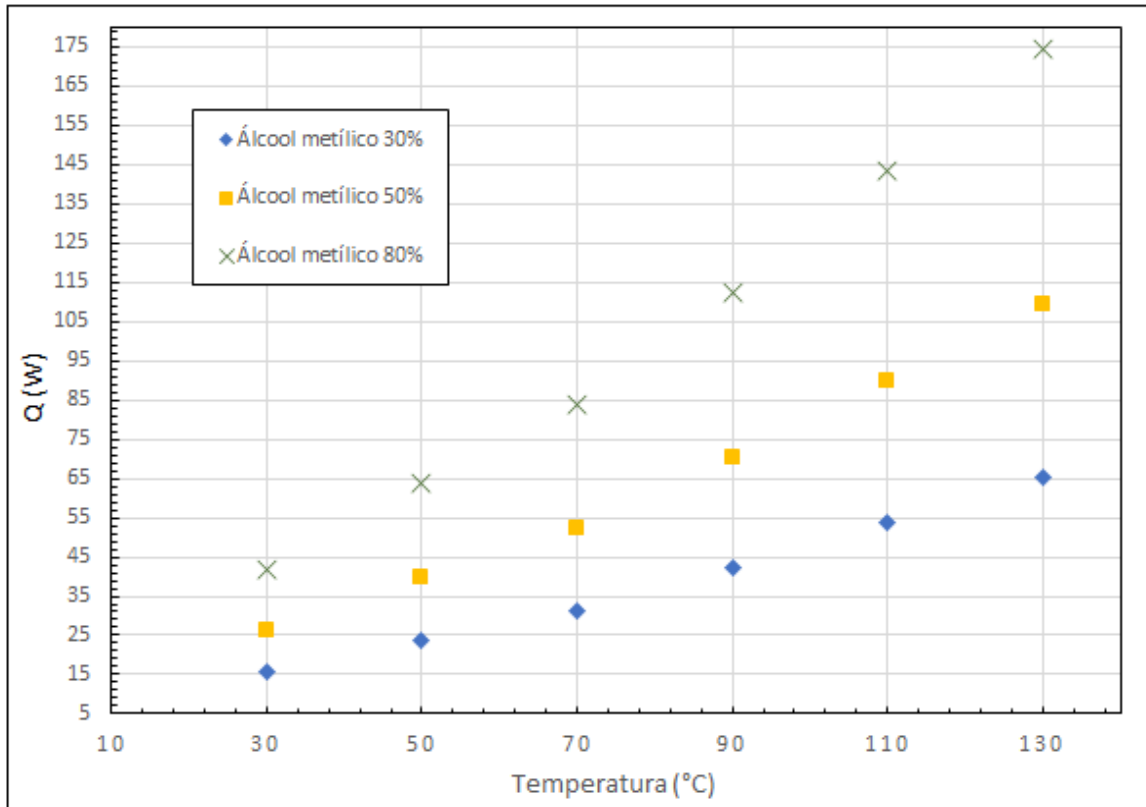


Figura 5.12 - Fluxo de calor mínimo necessário para atingir a velocidade de vapor crítica para álcool metílico na orientação vertical.

Inserindo os valores de velocidade superficial de vapor na Equação 5.13, nota-se que à medida que o número de curvas aumenta, mais calor será necessário para dar partida na operação do OLPHP, embora o fluxo de calor diminua.

5.1.8. Temperatura mínima na parede do tubo

Tong (2001) relata que a temperatura mínima na parede do tubo, para que o OLPHP possa iniciar sua operação, é determinada pela Equação 5.14 e apresentada na Tabela 5.12. Como o fluido de trabalho encontra-se em condição de saturação, é desejada que esta temperatura tenha um valor próximo ao de operação, definida para o OLPHP. Sendo a temperatura mínima na parede do tubo maior do que a temperatura de operação, o OLPHP corre o risco de não operar.

$$T_{min} = T_{sat} + \frac{2\sigma}{R} \left(\frac{dT}{dp} \right)_{T_{sat}} \quad (5.14)$$

A Tabela 5.12 mostra os valores das temperaturas mínimas nas paredes dos tubos para início de operação, calculados através da Equação 5.14 para diversos fluidos.

Tabela 5.12 - Temperaturas mínimas na parede do tubo para início de operação.

Temperatura do fluido T_{\min}	Unidade	Fluido		
		Acetona	Álcool etílico	Álcool metílico
20°C	°C	20,10	-	-
30°C	°C	-	30,08	30,05
40°C	°C	40,09	-	-
50°C	°C	-	50,08	50,05
60°C	°C	60,09	-	-
70°C	°C	-	70,08	70,05
80°C	°C	80,08	-	-
90°C	°C	-	90,08	90,05
100°C	°C	100,07	-	-
110°C	°C	115,06	110,08	110,04
130°C	°C	-	130,08	130,04

A Figura 5.13 mostra comparações realizadas com os valores de Temperaturas mínimas na parede do tubo para diversos fluidos, calculados através da Equação 5.14.

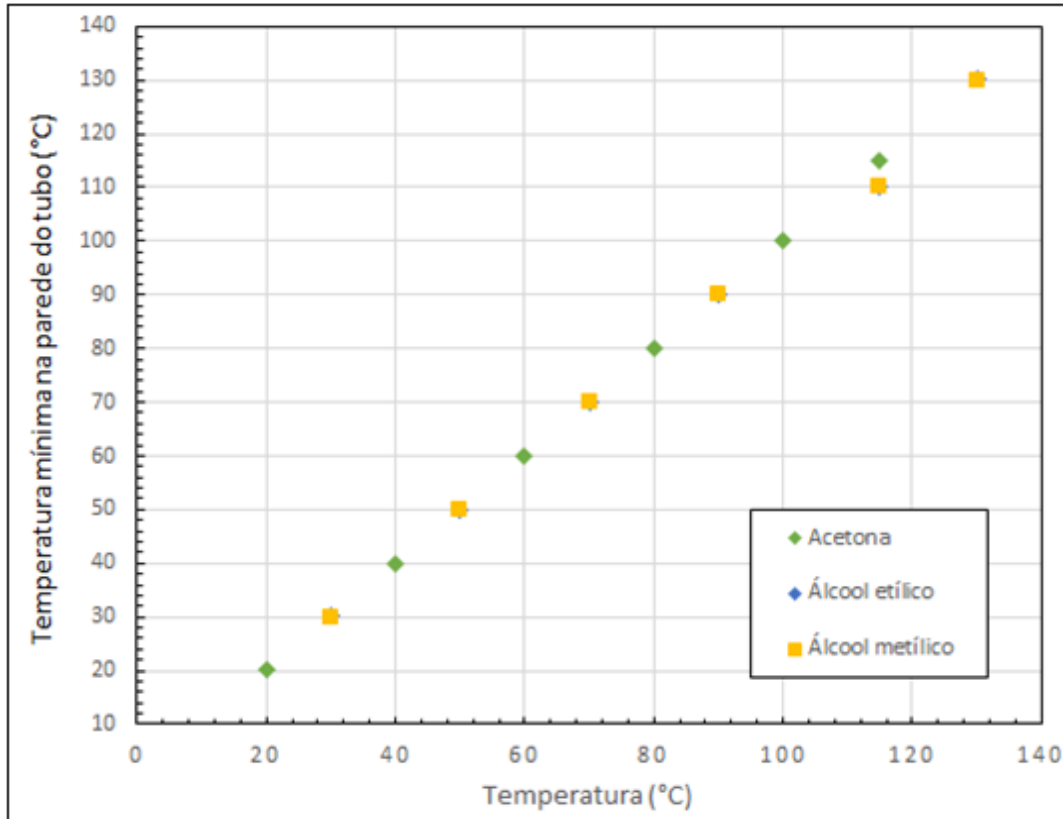


Figura 5.13 - Temperaturas mínimas na parede do tubo para diversos fluidos.

Sendo a temperatura T_{\min} próxima à temperatura de operação, a geometria do tubo e fluido de trabalho utilizados propiciam a operação instantânea do OLPHP, uma vez que o fluido de trabalho encontra-se na condição de saturação.

5.1.9. Velocidade superficial mínima para coalescência de bolhas de vapor

A velocidade superficial mínima para que ocorra a coalescência das bolhas de vapor presentes no fluido de trabalho no interior do OLPHP, pode ser determinada pela Equação 5.15 e apresentada na Tabela 5.13. Sendo atingida esta velocidade será iniciada a movimentação das bolhas e do líquido no interior do OLPHP.

$$j_l = j_v \left\{ 2,34 - 1,07 \frac{[g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{j_v \rho_l^{0,5}} \right\} \quad (5.15)$$

A Tabela 5.13 mostra os valores das velocidades superficiais mínimas para coalescência de bolhas de vapor calculados através da Equação 5.15 para diversos fluidos.

Tabela 5.13 - Velocidades superficiais mínimas para coalescência de bolhas.

Parâmetro de projeto J_1	Unidade	Fluido		
		Acetona	Álcool etílico	Álcool metílico
20°C	m/s	1,9425	-	-
30°C	m/s	-	1,9410	1,9450
40°C	m/s	1,9454	-	-
50°C	m/s	-	1,9421	1,9470
60°C	m/s	1,9489	-	-
70°C	m/s	-	1,9435	1,9490
80°C	m/s	1,9523	-	-
90°C	m/s	-	1,9448	1,9517
100°C	m/s	1,9572	-	-
110°C	m/s	-	1,9466	1,9550
120°C	m/s	1,9610	-	-
130°C	m/s	-	1,9481	1,9593

A Figura 5.14 mostra a comparação realizada com os valores das velocidades superficiais mínimas para coalescência de bolhas para diversos fluidos, calculados através da Equação 5.15.

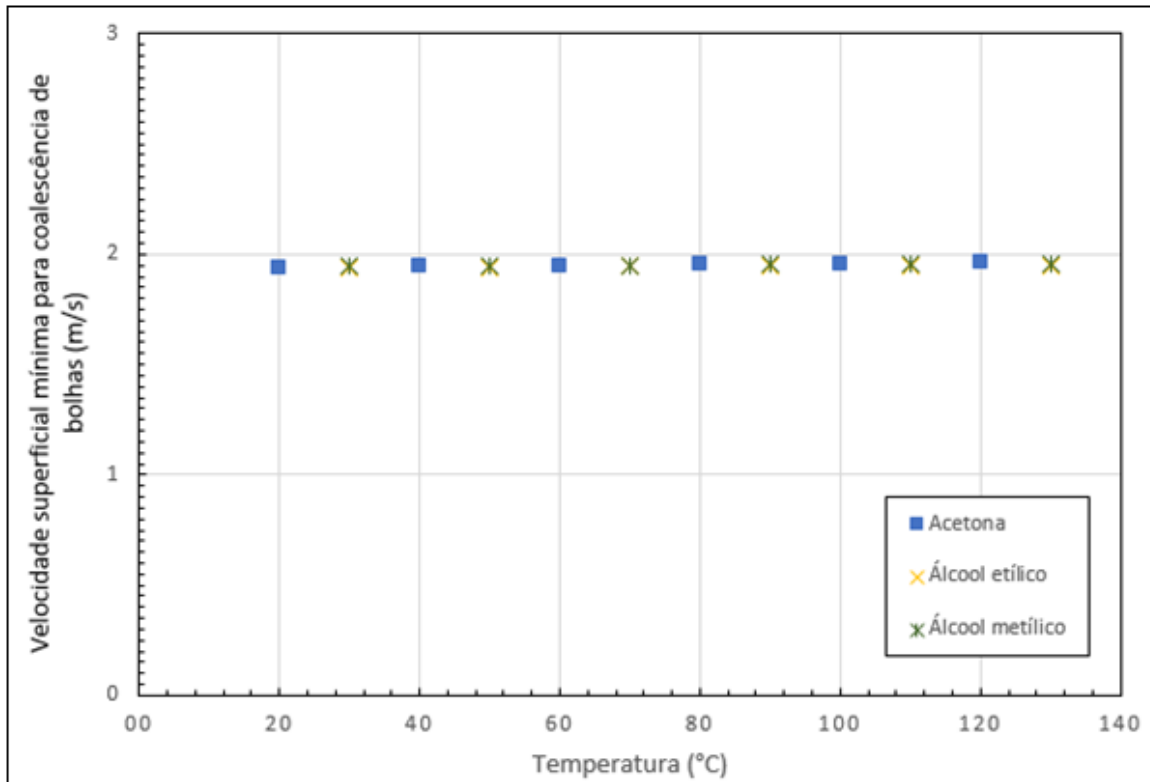


Figura 5.14 – Velocidades superficiais mínimas para coalescência de bolhas para diversos fluidos.

Pelos os valores apresentados na Tabela 5.13 e comparados graficamente na Figura 5.14, pode-se inferir que as velocidades superficiais mínimas para coalescência de bolhas possuem valores muito próximos. Isto pode ser explicado por se tratar de fluidos orgânicos com propriedades físicas relacionadas na Equação 5.15, cujos valores são bastante próximos.

5.1.10. Capacidade máxima teórica de transferência de calor

A capacidade máxima de transferência de calor de um OLPHP pode ser determinada pelas Equações 5.16.e 5.17.

$$\dot{Q}_{max\ teórica} = \Phi_r \left[\dot{q}''_{fmax} \left(\frac{1}{n_c} \right) \left(A \frac{l_{ef}}{l_{total}} \right) \right] \quad (5.16)$$

Sendo:

$$\dot{q}''_{fmax} = \frac{h_v \sigma \rho_v}{\mu_v} \quad (5.17)$$

5.1.11. Condutância

A condutância térmica em um OLPHP pode ser definida como a razão entre o fluxo de calor gerado por uma fonte com a qual encontra-se em contato e a diferença de temperaturas presentes no seu evaporador e condensador. Também pode ser definida como o inverso da resistência térmica resultante da operação de um OLPHP, podendo ser expressa pelas equações:

$$C = \frac{\dot{Q}}{\Delta T} = \frac{1}{R_{tér}} \quad (5.18)$$

A condutância térmica global de um OLPHP pode ser definida como a razão entre o fluxo de calor gerado por uma fonte com a qual está em contato e a diferença das temperaturas no evaporador e do meio ambiente, podendo ser expressa pela equação:

$$C_{global} = \frac{\dot{Q}}{(T_e - T_{amb})} \quad (5.19)$$

A condutância térmica de um OLPHP pode ser expressa pela equação:

$$C_{olphp} = \frac{\dot{Q}}{(T_e - T_c)} \quad (5.20)$$

5.1.11.1. Condutâncias de OLPHPs na orientação horizontal

As Tabelas 5.14 a 5.25 mostram os valores das condutâncias térmicas (C_{global}) e (C_{olphp}) dos OLPHPs ensaiados, contendo acetona, álcool etílico e álcool metílico respectivamente, nos volumes 30,50 e 80% na orientação horizontal, calculados através da Equações 5.19 e 5.20.

As incertezas calculadas para os valores de condutância global e condutância do OLPHH conforme Anexo B, Equação B.1 foram de $\pm 2\%$ para ambas as condutâncias. Foram consideradas neste cálculo as incertezas de $\pm 1\%$ para o valor das cargas térmicas ministradas pela fonte AC/DC e $\pm 0,3^{\circ}\text{C}$ para as temperaturas medidas pelos termopares.

Tabela 5.14 - Condutâncias térmicas determinadas através dos ensaios realizados.

Parâmetro de projeto	Unidade	Acetona		
		30%	50%	80%
C_{global}	W/°C	0,9660	0,9160	0,7589
C_{olphp}	W/°C	1,0370	0,9644	0,8770
(C_{olphp}/C_{global})	-	1,0736	1,0528	1,1557

Tabela 5.15 - Condutâncias térmicas determinadas através dos ensaios realizados.

Parâmetro de projeto	Unidade	Álcool etílico		
		30%	50%	80%
C_{global}	W/°C	1,5185	1,1322	0,8878
C_{olphp}	W/°C	1,7092	1,4033	1,1986
(C_{olphp}/C_{global})	-	1,1256	1,2394	1,3501

Tabela 5.16 - Condutâncias térmicas determinadas através dos ensaios realizados.

Parâmetro de projeto	Unidade	Álcool metílico		
		30%	50%	80%
C_{global}	W/°C	1,0798	1,0850	1,3554
C_{olphp}	W/°C	1,1720	1,4013	1,4572
$.(C_{olphp}/C_{global})$	-	1,0855	1,2915	1,0751

Pela leitura dos valores apresentados nas tabelas acima, o OLPHP contendo álcool etílico apresenta as maiores condutâncias, quando posicionado na orientação horizontal. OLPHPs contendo de álcool metílico e acetona ocupam respectivamente a 2ª e 3ª colocação.

5.1.11.2. Condutâncias de OLPHPs na orientação vertical

As Tabelas 5.17 a 5.19 mostram os valores das condutâncias térmicas (C_{global}) e (C_{olphp}) dos OLPHPs ensaiados, contendo acetona, álcool etílico e álcool metílico respectivamente, nos volumes 30,50 e 80% na orientação vertical, calculados através das Equações 5.19 e 5.20.

Tabela 5.17 - Condutâncias térmicas determinadas através dos ensaios realizados.

Parâmetro de projeto	Unidade	Acetona		
		30%	50%	80%
C_{global}	W/°C	0,9474	0,6672	0,7243
C_{olphp}	W/°C	0,9744	0,6887	0,8275
(C_{olphp}/C_{global})	-	1,0285	1,0322	1,1425

A Tabela 5.18 mostra os valores das condutâncias térmicas (C_{global}) e (C_{olphp}) dos OLPHPs ensaiados, contendo álcool etílico nos volumes 30,50 e 80% na orientação vertical, calculados através da Equação 5.19.

Tabela 5.18 - Condutâncias térmicas determinadas através dos ensaios realizados.

Parâmetro de projeto	Unidade	Álcool etílico		
		30%	50%	80%
C_{global}	W/°C	0,6951	0,6348	1,1880
C_{olphp}	W/°C	0,7159	0,6439	1,6123
(C_{olphp}/C_{global})	-	1,0299	1,0145	1,3572

A Tabela 5.19 mostra os valores das condutâncias térmicas (C_{global}) e (C_{olphp}) dos OLPHPs ensaiados, contendo álcool metílico nos volumes 30,50 e 80% na orientação vertical, calculados através da Equação 5.19.

Tabela 5.19 - Condutâncias térmicas determinadas através dos ensaios realizados.

Parâmetro de projeto	Unidade	Álcool metílico		
		30%	50%	80%
C_{global}	W/°C	0,9434	0,7238	0,8845
C_{olphp}	W/°C	0,9532	0,7625	1,1766
(C_{olphp}/C_{global})	-	1,0103	1,0535	1,3302

Pela leitura dos valores apresentados nas tabelas acima, o OLPHP contendo álcool metílico apresenta as maiores condutâncias, quando posicionado na orientação vertical. OLPHPs contendo de álcool etílico e acetona ocupam respectivamente a 2ª e 3ª colocação.

5.1.12. Capacidade máxima de transferência de calor teórica

Com a aplicação dos fatores (C_{olphp}/C_{global}), mostrados nas Tabelas 5.27 a 32, às capacidades máximas de transferência de calor obtidas experimentalmente ($q''_{máxexp}$) obtém-se as capacidades máximas de transferência de calor teóricas ($q''_{máxteórica}$) através da Equação 5.23 que são apresentadas nas Tabelas 5.20 a 5.24 para os diversos fluidos de trabalhos testados.

$$\dot{q}''_{maxteórica} = \left(\frac{C_{olphp}}{C_{global}} \right) \dot{q}''_{maxexp} \quad (5.23)$$

Sendo:

$$\dot{q}''_{maxexp} = \frac{\dot{Q}_{maxexp}}{A_{aquecedor}} \quad (5.24)$$

Onde:

$A_{aquecedor} = 0,007 \text{ m}^2$ correspondente à área da resistência de aquecimento (25 mm X 240 mm). Os erros encontrados entre $q''_{máxexp}$ e $q''_{máxteórica}$ foram determinados pela Equação 5.25.

$$\text{Erro} = \left(\frac{\dot{q}''_{maxexp} - \dot{q}''_{maxteórica}}{\dot{q}''_{maxexp}} \right) 100 \quad (5.25)$$

5.1.12.1. Capacidade máxima de transferência de calor teórica da acetona

Na Tabela 5.20 os valores de $Q_{máxexp}$ são provenientes da Tabela 4.1; $q''_{máxexp}$ são provenientes da Tabela 4.4 e C_{olphp} e C_{global} são provenientes da Tabela 5.14. Esta tabela apresenta os valores de $q''_{máxteórica}$ calculados através da Equação 5.23 com o respectivo erro calculado através da Equação 5.25.

Tabela 5.20 - Parâmetros de projeto de OLPHP com acetona na orientação horizontal.

Volume	$Q_{\text{máxexp}}$	$\dot{q}''_{\text{máxexp}}$	$(C_{\text{olphp}}/C_{\text{global}})$	$\dot{q}''_{\text{máxteórica}}$	Erro
	W	W/m ²	-	W/m ²	
30%	50	7142,86	1,07	7668,57	7,4%
50%	50	7142,86	1,05	7520,00	5,3%
80%	50	7142,86	1,16	8255,00	15,6%

A Figura 5.15 mostra a comparação realizada com os valores da capacidade máxima de transferência de calor obtida experimentalmente ($q''_{\text{máxexp}}$) com os valores da capacidade máxima de transferência de calor teórica $q''_{\text{máxteórica}}$ obtidos através da Equação 5.23 para OLPHPs contendo acetona nos volumes 30,50 e 80% na orientação horizontal.

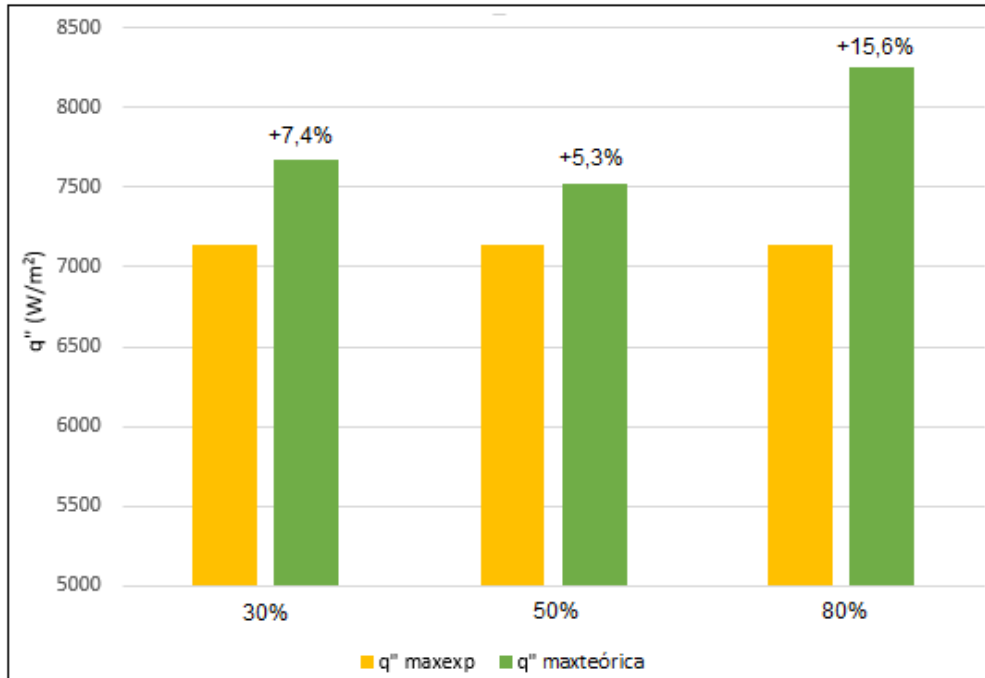


Figura 5.15 - Comparação $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{máxteórica}}$ para acetona orientação horizontal.

A partir da leitura dos dados estratificados na Figura 5.15, verificou-se que o maior erro proveniente da comparação entre $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{máxteórica}}$ ocorreu para o OLPHP com 80% de inventário de fluido. Esta ocorrência também pode ser atribuída a real partida do OLPHP, com aplicação da carga térmica de 45W produzindo um aumento do colapso de bolhas, reduzindo as temperaturas finais atingidas e acarretando maiores variações das temperaturas nas regiões do condensador e do evaporador.

Na Tabela 5.21 os valores de $Q_{\text{máxexp}}$ são provenientes das Tabelas 4.1; $q''_{\text{máxexp}}$ são provenientes da Tabelas 4.4 e são C_{olphp} e C_{global} provenientes da Tabela 5.17. Esta tabela apresenta os valores de $q''_{\text{máxteórica}}$ calculados através da Equação 5.23 com o respectivo erro calculado através da Equação 5.25.

Tabela 5.21 - Parâmetros de projeto de OLPHP com acetona na orientação vertical.

Volume	$Q_{\text{máxexp}}$	$q''_{\text{máxexp}}$	$(C_{\text{olphp}}/C_{\text{global}})$	$q''_{\text{máxteórica}}$	Erro
	W	W/m ²	-	W/m ²	
30%	45,00	6428,57	1,03	6611,78	2,9%
50%	45,00	6428,57	1,03	6635,57	3,2%
80%	45,00	6428,57	1,14	7344,54	14,2%

A Figura 5.16 mostra a comparação realizada com os valores da capacidade máxima de transferência de calor obtida experimentalmente ($q''_{\text{máxexp}}$) com os valores da capacidade máxima de transferência de calor teórica ($q''_{\text{teórica}}$) obtidos através da Equação 5.23 para OLPHPS contendo acetona nos volumes 30,50 e 80% na orientação vertical.

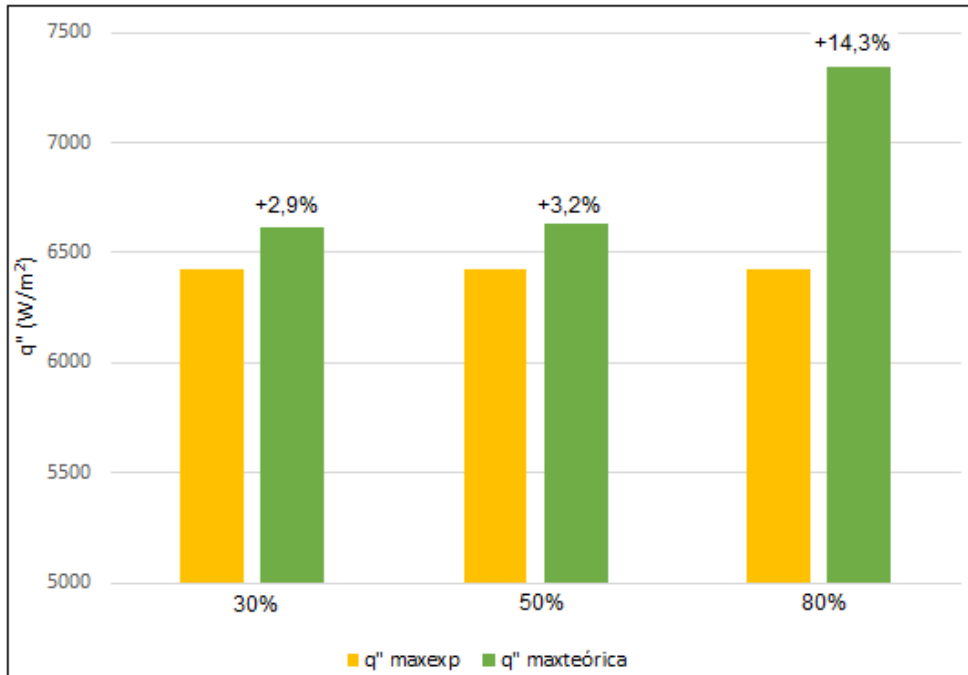


Figura 5.16 – Comparação $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{teórica}}$ para acetona orientação vertical.

A partir da leitura dos dados estratificados na Figura 5.16 para a acetona na orientação vertical, verificou-se que analogamente ao mostrado na Figura 5.15, o maior erro proveniente da comparação entre $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{máxteórica}}$, foi para o OLPHP com 80% do inventário de fluido de trabalho. Esta ocorrência pode ser atribuída à elevada carga térmica aplicada ao OLPHP para que a velocidade crítica de vapor seja atingida, acarretando um aumento expressivo de pulsações.

5.1.12.2. Capacidade máxima de transferência de calor teórica do álcool etílico

Na Tabela 5.22 os valores de $Q_{\text{máxexp}}$ são provenientes da Tabela 4.2; $q''_{\text{máxexp}}$ são provenientes da Tabela 4.5 e C_{olphp} e C_{global} são provenientes da Tabelas 5.15. Esta tabela apresenta os valores de $q''_{\text{máxteórica}}$ calculados através da Equação 5.23 com o respectivo erro calculado através da Equação 5.25.

Tabela 5.22 - Parâmetros de projeto de OLPHP com álcool etílico orientação horizontal.

Volume	$Q_{\text{máxexp}}$	$\dot{q}''_{\text{máxexp}}$	$(C_{\text{olphp}}/C_{\text{global}})$	$\dot{q}''_{\text{máxteórica}}$	Erro
	W	W/m ²	-	W/m ²	
30%	50,00	7142,86	1,13	8040,00	12,6 %
50%	50,00	7142,86	1,24	8853,57	24,0 %
80%	50,00	7142,86	1,35	9642,86	35,0 %

A Figura 5.17 mostra a comparação realizada com os valores da capacidade máxima de transferência de calor obtida experimentalmente ($q''_{\text{máxexp}}$) com os valores da capacidade máxima de transferência de calor teórica ($q''_{\text{teórica}}$) obtidos através da Equação 5.23 para OLPHPS contendo álcool etílico nos volumes 30,50 e 80% na orientação horizontal.

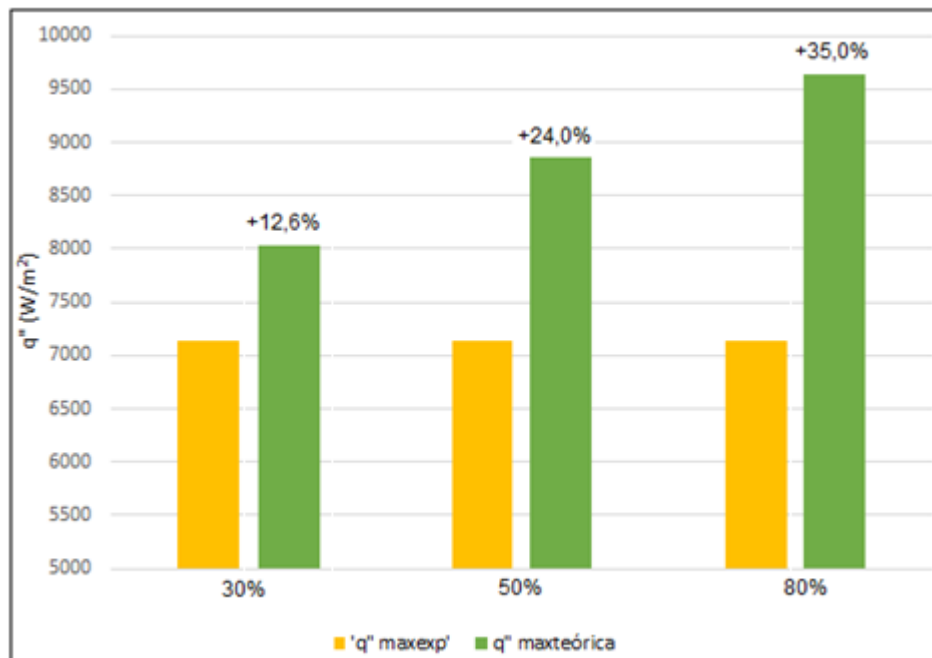


Figura 5.17 – Comparação $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{teórica}}$ para álcool etílico na orientação horizontal.

A partir da leitura dos dados estratificados na Figura 5.17 para o álcool etílico na orientação horizontal, verificou-se que o maior erro proveniente da comparação entre $q''_{\text{máxexp}} \times q''_{\text{máxteórica}}$, foi para o OLPHP com 80% do inventário de fluido de trabalho. A tendência observada nesta bateria de testes com o álcool etílico foi idêntica àquela observada para os testes com acetona.

Na Tabela 5.23 os valores de $Q_{\text{máxexp}}$ são provenientes das Tabelas 4.2; $q''_{\text{máxexp}}$ são provenientes das Tabelas 4.5 e C_{olphp} e C_{global} são provenientes da Tabela 5.18. Esta tabela apresenta os valores de $q''_{\text{máxteórica}}$ calculados através da Equação 5.23 com o respectivo erro calculado através da Equação 5.25.

Tabela 5.23 - Parâmetros de projeto de OLPHP com álcool etílico na orientação vertical.

Volume	$Q_{\text{máxexp}}$	$\dot{q}''_{\text{máxexp}}$	$(C_{\text{olphp}}/C_{\text{global}})$	$\dot{q}''_{\text{máxteórica}}$	Erro
	W	W/m ²	-	W/m ²	
30%	50,00	7142,86	1,03	7356,43	3,0%
50%	50,00	7142,86	1,01	7246,43	1,4%
80%	50,00	7142,86	1,36	9694,29	35,7 %

A Figura 5.18 mostra a comparação realizada com os valores da capacidade máxima de transferência de calor obtida experimentalmente ($q''_{\text{máxexp}}$) com os valores da capacidade máxima de transferência de calor teórica ($q''_{\text{teórica}}$) obtidos através da Equação 5.23 para OLPHPS contendo álcool etílico nos volumes 30,50 e 80% na orientação vertical.

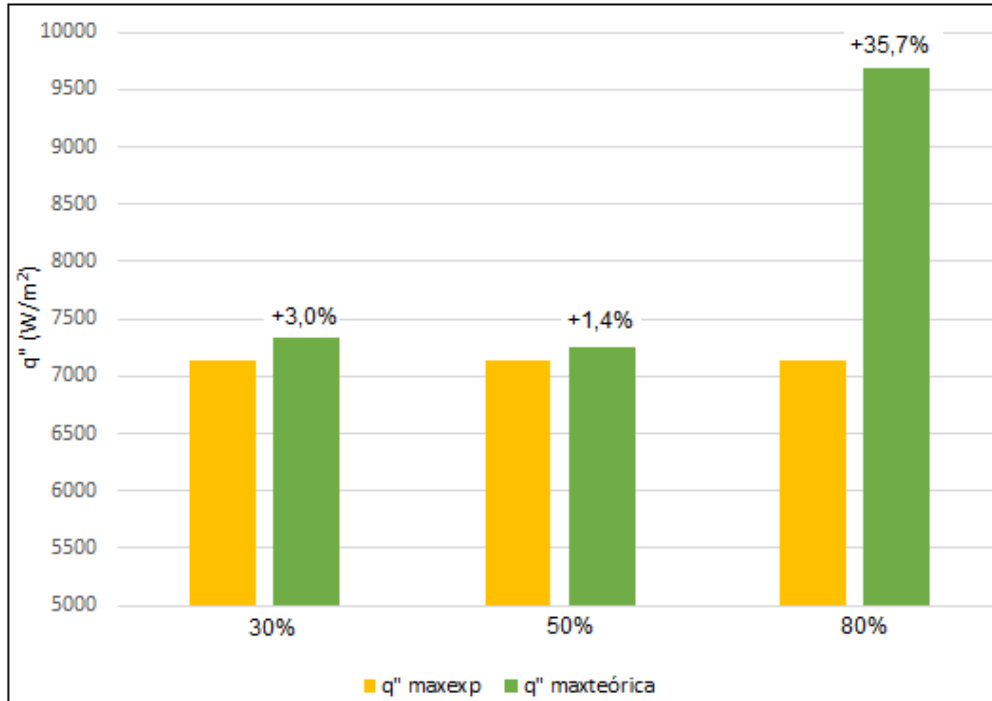


Figura 5.18 – Comparação $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{máxteórica}}$ para álcool etílico na orientação vertical.

A partir da leitura dos dados estratificados na Figura 5.18 para o álcool etílico na orientação vertical, verificou-se que o maior erro proveniente da comparação entre $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{máxteórica}}$, foi para o OLPHP com 80% do inventário de fluido de trabalho. A tendência observada nesta bateria de testes com o álcool etílico foi idêntica àquela observada para a acetona em ambas as orientações. O maior volume de fluido contribuiu para a ocorrência de uma maior margem de erro entre as variáveis $q''_{\text{máxexp}}$ e $q''_{\text{máxteórica}}$ avaliadas.

O comportamento supostamente caótico apresentado pelas pulsações do fluido de trabalho na operação de OLPHP dificulta uma análise estatística convencional. As temperaturas registradas, nos testes realizados, oscilam constantemente devido ao colapso das bolhas de vapor (*plugs*) durante o escoamento do fluido, dificultando sua representação pelas curvas de tendência conhecidas de modelamento estatístico convencional.

5.1.12.3. Capacidade máxima de transferência de calor teórica do álcool metílico

Na Tabela 5.24 os valores de $Q_{\text{máxexp}}$ são provenientes da Tabela 4.3; $q''_{\text{máxexp}}$ são provenientes da Tabela 4.6 e C_{olphp} e C_{global} são provenientes da Tabela 5.16. Esta tabela apresenta os valores de $q''_{\text{máxteórica}}$ calculados através da Equação 5.23 com o respectivo erro calculado através da Equação 5.25.

Tabela 5.24 - Parâmetros de projeto de OLPHP com álcool metílico orientação horizontal.

Volume	$Q_{\text{máxexp}}$	$q''_{\text{máxexp}}$	$(C_{\text{olphp}}/C_{\text{global}})$	$q''_{\text{máxteórica}}$	Erro
	W	W/m ²	-	W/m ²	
30%	50	7142,86	1,0855	7753,57	8,6%
50%	50	7142,86	1,2915	9225,00	29,2%
80%	50	7142,86	1,0751	7679,29	7,5%

A Figura 5.19 mostra a comparação realizada com os valores da capacidade máxima de transferência de calor obtida experimentalmente ($q''_{\text{máxexp}}$) com os valores da capacidade máxima de transferência de calor teórica ($q''_{\text{máxteórica}}$) obtidos através da Equação 5.23 para OLPHPS contendo álcool metílico nos volumes 30,50 e 80% na orientação horizontal.

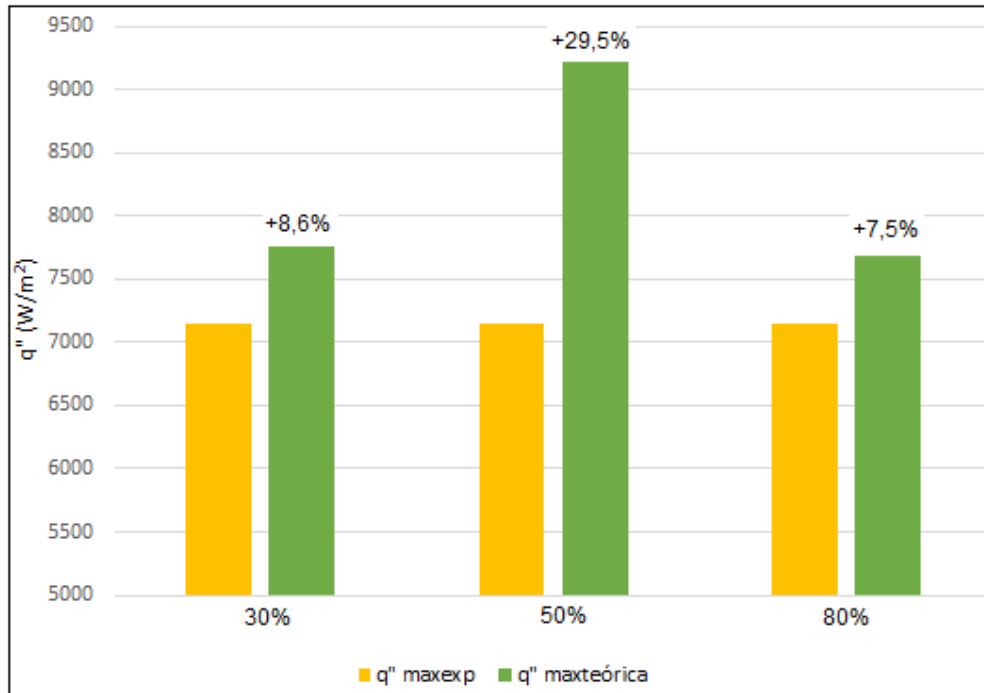


Figura 5.19– Comparação $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{máxteórica}}$ para álcool metílico na orientação horizontal.

A partir da leitura dos dados estratificados na Figura 5.19 para o álcool metílico na orientação horizontal, verificou-se que o maior erro proveniente da comparação entre $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{máxteórica}}$, foi para o OLPHP com 50% do inventário de fluido de trabalho. A tendência observada nesta bateria de testes com o álcool metílico difere daquelas observadas para a acetona e álcool etílico em ambas as orientações.

Na Tabela 5.25 os valores de $Q_{\text{máxexp}}$ são provenientes da Tabelas 4.3; $q''_{\text{máxexp}}$ são provenientes da Tabela 4.6 e C_{olphp} e C_{global} são provenientes da Tabela 5.19. Esta tabela apresenta os valores de $q''_{\text{máxteórica}}$ calculados através da Equação 5.23 com o respectivo erro calculado através da Equação 5.25.

Tabela 5.25 - Parâmetros de projeto de OLPHP com álcool metílico orientação vertical.

Volume	$Q_{\text{máxexp}}$	$q''_{\text{máxexp}}$	$(C_{\text{olphp}}/C_{\text{global}})$	$q''_{\text{máxteórica}}$	Erro
	W	W/m ²	-	W/m ²	
30%	35	5000,00	1,0103	5051,50	1,0%
50%	35	5000,00	1,0535	5267,50	5,4%
80%	35	5000,00	1,3308	6654,00	33,0%

A Figura 5.20 mostra a comparação realizada com os valores da capacidade máxima de transferência de calor obtida experimentalmente ($q''_{\text{máxexp}}$) com os valores da capacidade máxima de transferência de calor teórica ($q''_{\text{máxteórica}}$) obtidos através da Equação 5.23 para OLPHS contendo álcool metílico nos volumes 30,50 e 80% na orientação vertical.

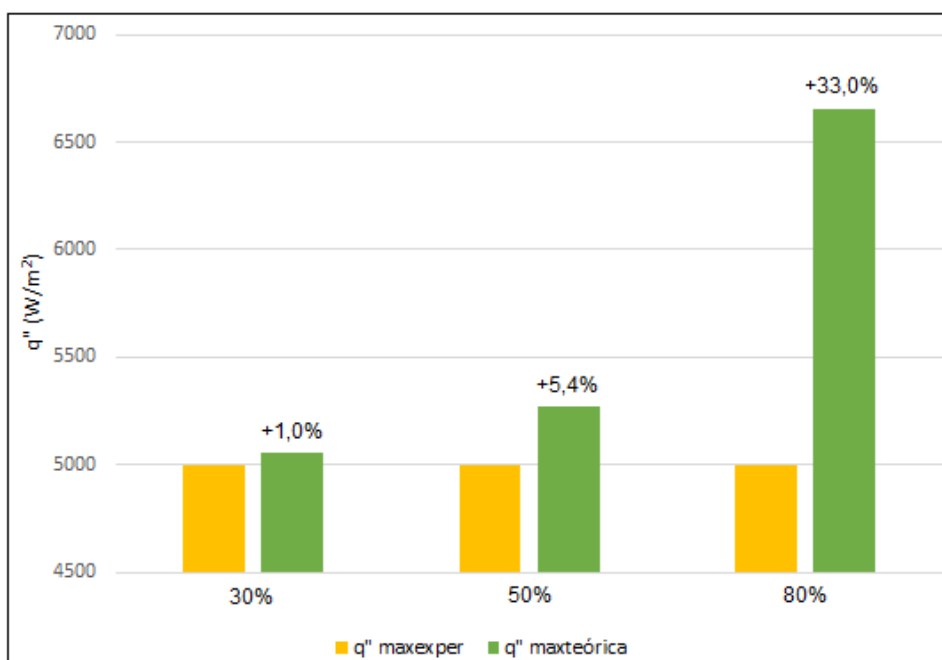


Figura 5.20 – Comparação $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{máxteórica}}$ para álcool metílico na orientação vertical.

A partir da leitura dos dados estratificados na Figura 5.20 para o álcool metílico na orientação horizontal, verificou-se que o maior erro proveniente da comparação entre $q''_{\text{máxexp}}$ x $q''_{\text{máxeórica}}$, foi para o OLPHP com 80% do inventário de fluido de trabalho. A tendência observada nesta bateria de testes com o álcool etílico foi idêntica àquela observada para os testes com acetona.

6 CONCLUSÃO

Foram apresentadas neste trabalho as análises teórica e experimental de OLHP, acompanhadas inicialmente da descrição do estado da arte e da aplicação de vários modelos de tubos de calor e de termossifão. A análise teórica abordou os princípios do escoamento bifásico que ocorre no interior de tubos de diâmetro reduzidos. Foram apresentados os componentes de OLPHPs e investigadas suas propriedades termofísicas, bem como a compatibilidade entre materiais e fluidos utilizados nestes dispositivos de controle térmico. A partir dos princípios que norteiam o escoamento bifásico foram apresentadas as equações que tratam das velocidades presentes neste tipo de escoamento e parâmetros que permitem avaliar a operação de OLPHPs.

A avaliação experimental de uma configuração específica de OLPHP, contendo os fluidos acetona, álcool etílico e álcool metílico, foi desenvolvida resultando na obtenção de dados que permitem avaliar sua operação e comportamento mediante a aplicação de vários níveis de carga térmica. Inicialmente água e álcool isopropílico faziam parte do conjunto de fluidos avaliados; mas por apresentarem baixos valores da Relação de Clapeyron foram excluídos dos testes realizados posteriormente com OLPHP. As seguintes conclusões foram tiradas a partir das informações obtidas com os testes realizados:

- Os testes realizados com OLPHP na orientação horizontal, $\Omega = 0^\circ$, obtiveram melhores resultados do que aqueles com realizados na orientação vertical. Este desempenho foi previsto quando a carga térmica mínima para acelerar o vapor, até que este atingisse a velocidade crítica de desprendimento, foi determinada junto com as taxas de transferência de calor necessárias para que o vapor atingisse esta velocidade. Como baixas taxas de transferência de calor são requeridas na geração das forças responsáveis pela recirculação do fluido de trabalho, baixas temperaturas são esperadas ao longo do

OLPHP. Este comportamento foi observado nos testes realizados com todos os fluidos de trabalho, com o OLPHP operando na orientação horizontal.

- Constatou-se que a relação de Clapeyron, é uma ferramenta poderosa na seleção de fluidos de trabalho indicados para operação em OLPHP. Valores médios de calor latente de evaporação devem ser aplicados no processo de seleção de fluidos de trabalho, pois valores mais altos, como o da água, podem provocar baixos rendimentos térmicos, enquanto valores médios, como o da acetona podem apresentar melhores resultados.
- Análises posteriores destes resultados experimentais sugerem que fluidos de trabalho que apresentam o número de Eötvos próximo ao limite onde a tensão superficial atua pode acarretar um melhor rendimento ao OLPHP. Este fato pode ser observado o caso da acetona que apresenta os valores mais altos para o número de Eötvos e assim um melhor rendimento, pois fornece potência máxima, durante sua operação e baixos valores de temperaturas de evaporação.
- A partir da leitura dos dados mostrados em figuras pode ser concluído que para uma maior quantidade de fluido dentro do OLPHP ou seja do seu inventário, maior será o valor do fluxo de calor mínimo necessário para se atingir a velocidade de vapor crítica para os fluidos na orientação horizontal.
- Os valores de condutância mais elevados foram atingidos pelo OLPHP contendo álcool etílico em todos os inventários ensaiados (30,50 e 80%), tanto na orientação horizontal quanto na vertical, com carga térmica máxima aplicada de 50W. A acetona apresentou um desempenho intermediário com cargas térmicas máximas transportadas de 50 e 45 W e por último o álcool metílico com cargas térmicas máximas transportadas de 50 e 35 W. Os menores valores de cargas térmicas transportadas foram aqueles registrados para o OLPHP na orientação vertical. Este desempenho pode ser explicado

pelos respectivos valores de tensão superficial de cada fluido, onde o maior valor cabe ao álcool etílico, o valor intermediário à acetona e o menor valor ao álcool metílico.

- O álcool metílico apresentou durante a sua operação elevadas temperaturas na região do evaporador, quando esta região foi submetida a elevados valores de cargas térmicas. Neste caso, a partida do OLPHP só pôde ser verificada após a visualização de oscilações das temperaturas ocorridas na região adiabática e no condensador.
- As pulsações dos fluidos de trabalho observadas nos testes com OLPHPs caracterizam um comportamento supostamente caótico presente nas operações destes dispositivos térmicos, dificultando uma análise estatística convencional. As temperaturas registradas, nos testes realizados, oscilam constantemente devido ao colapso das bolhas de vapor (*plugs*) durante o escoamento do fluido, dificultando sua representação pelas curvas de tendência conhecidas de modelamento estatístico convencional.
- A determinação dos valores das condutâncias globais (C_{global}) e das condutâncias dos OLPHPs (C_{olphp}) para diversos fluidos de trabalho, constituem ferramentas valiosas para o desenvolvimento do projeto, uma vez que fornecem uma correlação para estimativa dos valores das cargas térmicas máximas ($q_{máxteórica}$) para operação destes dispositivos.

Este trabalho foi motivado pela necessidade da obtenção de dados teóricos e experimentais que possibilitassem o desenvolvimento de ferramentas de projeto de OLPHPs. O levantamento destes dados abrangeu os componentes que constituem os OLPHPs, tais como materiais utilizados na construção dos tubos e das substâncias químicas utilizadas como fluido de trabalho.

Cabe também aqui ressaltar que um efeito colateral positivo, deste trabalho investigativo, foi o desenvolvimento e construção pioneiros de OLPHPs para aplicações de controle térmico passivo, em sistemas de vigilância terrestres construídos no Brasil. Estes eventos mostram o potencial existente de aplicação para esta classe de tubos de calor pulsativos, abrindo novas possibilidades de pesquisa desenvolvimento na área do controle térmico em aplicações espaciais, aeroespaciais e terrestres.

6.1 Trabalhos futuros

A tecnologia de tubos de calor pulsativos, salvo alguns trabalhos relacionados anteriormente, ainda é incipiente no Brasil, não havendo recentemente registro de aplicações desta tecnologia na indústria nacional. Neste cenário o desenvolvimento deste tipo de dispositivo, voltado para o controle térmico de radares e equipamentos de alta tecnologia na área de sensoriamento, pode ser considerado pioneiro tanto no país quanto no exterior.

Considerando as atividades de pesquisa e desenvolvimento adotadas pelos demais dispositivos passivos de controle térmico, alguns trabalhos podem ser desenvolvidos no futuro objetivando a aquisição de conhecimento na área:

- Estudo do comportamento de OLPHPs em sistemas operando em ambientes sujeitos à micro gravidade visando aplicações espaciais;
- Desenvolvimento de OLPHPs para aplicações em sistemas específicos da área espacial, aeroespacial e terrestre;

- Estudo aprofundado do comportamento de OLPHPs utilizando diversos materiais e fluidos de trabalho operando em ambientes de alta e baixa temperaturas;
- Simulações de operação e determinação da vida útil estimada para OLPHPs;
- Desenvolvimento de micros OLPHPs;
- Desenvolvimento de processos de transferência de tecnologia para a indústria nacional, visando o desenvolvimento de fornecedores de dispositivos para o controle térmico passivo através de OLPHPs.
- Modelamento matemático de OLPHPs avaliando o comportamento supostamente caótico, conforme apresentado nos resultados experimentais, visando obter ferramentas de projeto mais eficientes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AKACHI, H. et al. Pulsating heat pipes. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE SYMPOSIUM, 5, 1996, Melbourne, Australia. **Proceedings...** [S.l.]: Elsevier Science & Technology, 1997. p. 208 – 217. ISBN: 9780080428420.

ANAND, D.K. Heat pipe application to a gravity gradient satellite. In: ASME ANNUAL AVIATION AND SPACE CONFERENCE, 1968, Beverley Hills, California, USA. **Proceedings...** Beverly Hills: ASME, 1968. p. 634 - 658.

ANTUKH, A.A. **Pulsating heat pipe panels**. Luikov Heat and Mass Transfer Institute, P. Brovka, 15, 220072, Minsk, Belarus. Disponível em: <<http://www.porousmedialab.by/seminar/light/25.pd.>>. Acesso em: 25 abr. 2012.9p.

BIRUR, G.C. et al. Thermal control of Mars rovers and landers using mini loop heat pipes. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 12. 2002, Moscow-Kostroma, Moscow, Russia. **Proceedings...** p.189 - 194, May 19 - 24, 2002.

BORISOV, V. et al. Modeling and experimentation of pulsating heat pipes. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 12, 2002, Moscow-Kostroma, Moscow, Russia. **Proceedings...** p. 220 - 225, May 19 - 24, 2002.

BRETHERTON, F. P. The motion of long bubbles in tubes. **Journal of Fluid Mechanics**, vol. 10, p. 161 - 168, 1961.

BUSSE, C.A. Heat pipe research in Europe. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON THERMIONIC ELECTRICAL POWER GENERATION,2., Stresa, Italy, **Proceedings...** p. 461–475, May, 1968.

CARREY, V. P. **Liquid-vapor phase-change phenomena**. 2. ed. Oxford, UK: Taylor & Francis, 2008.

ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 5. ed. São Paulo, SP: McGraw – Hill, 2007.

CHAROENSAWAN, P. et al. Closed loop pulsating heat pipes. Part A: Parametric Experimental Investigations. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, p.2009 - 2020, 2003.

DEVERALL, J.E.; AND KEMME, J.E. Satellite heat pipe. **USAEC Report LA - 3278, Contract W-7405-eng-36**. Los Alamos, California: Los Alamos Scientific Laboratory, University of California, 1970.

DOBSON, R. T. Theoretical and experimental modeling of an open oscillatory heat pipe including gravity. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 43, p. 113 - 119, 2004.

FAGHRI, A. **Heat pipe science and technology**. 1. ed. Washington, DC: Taylor & Francis, 1995.

FROSTYTECH. **Heat pipe wick structures exposed sintered, groove and mesh**. Disponível em: <<http://www.frostytech.com/articleview.cfm?articleID=2466>>. Acesso em: 10 out. 2012.

GALLAS, M.R. **Incerteza de medição**. 1998. Disponível em: <<http://www.if.ufrgs.br/~marcia>>. Acesso em: 08 abr. 2014.

GALUZZI, L. **Alaska pipeline system**. Disponível em: <[http://www.wikimedia.org/wikipedia/commons/8/8f/trans Alaska pipeline system Luca Galuzzi 2005.jpg](http://www.wikimedia.org/wikipedia/commons/8/8f/trans_Alaska_pipeline_system_Luca_Galuzzi_2005.jpg)>. Acesso em: 29 set. 2012.

GERNERT, N. Passive heat transfer devices respond to satellite applications demands. **ECN: Electronic Component News**, v. 54, n. 14, p18, 2010. Disponível em: <<http://www.ecnmag.com/articles/2010/11/passive-heat-transfer-devices-respond-satellite-application-demands>>. Acesso em: 15 set. 2011.

GILMORE, D.G. **Spacecraft thermal control handbook**; fundamental technologies. 2. ed. Reston, Virginia, USA: American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc, 2002. v. 1.

GIVLER, R.C.; MARTINEZ, M.J. **Modeling of pulsating heat pipes**. Washington, DC: Sandia Report, SAND2009-4520. Unlimited Release, Aug. 2009.

GROLL, M.; KHANDEKAR, S. Pulsating heat pipes progress and prospects. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENERGY AND THE ENVIRONMENTAL, 2003. **Proceedings...** Shanguai, China, May 22 – 24, 2003.

GROVER, G.M. **Evaporation – condensation heat transfer device**. 1966. Disponível em: <<http://www.1-act.com/index.php>>. Acesso em: 29 out. 2014.

HETSRONI, G. et al. Boiling in capillary tubes.. **Int. J. Multiphase Flow**, v. 29, p. 1551-1563, 2003a.

HEWITT, G.F. Multiphase fluid flow and pressure drop. **Heat exchanger design handbook**, v. 2, Begell House, New York, NY, 1998.

HEWITT, G.F.; ROBERTS D.N. **Studies of two-phase flow patterns by simultaneous x-ray and flash photography**. London: HMSO, 1969. AERE-M 2159. UKAEA Robert N°. AERE-R 4022.

KANDLIKAR, S.G.; KING, M.R. **Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels**. [S.I.]: Elsevier, 2006.

KATPRADIT, T. et al. Correlation to predict heat transfer characteristics of a closed end oscillating heat pipe at critical state. **Applied Thermal Engineering, Elsevier Science**. v. 25, n. 14-15, p. 2138-2151, October 2005. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2005.01.009.

KHANDEKAR, S et al. Thermofluiddynamic study of flat plate closed loop pulsating heat pipes. **Microscale Thermophysical Engineering**. Taylor and Francis, ISSN 1089 - 3954, v. 6/4, p. 303-318, 2002.

KING, C.R. Perking's hermetic tube boilers. **Engineer**, v.152, p. 405-406, 1931.

KU, J. Operating characteristics of LHPs. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS (ICES), 27, 1999, Denver, Colorado, USA. **Proceedings...** Washington: July 12 - 5, SAE Technical paper # 99-01-2007, 1999.

LAUNAY, S.; SARTRE, V. et al. **State of the art experimental studies on loop heat pipes**. Marseille, France: Université de Provence, 2011.

LAUNAY, S.; SARTRE, V. et al. **Parametric analysis of loop heat pipe operation: a literature review**. Centre de Thermique UMR 5008 CNRS-INSA - Université Lyon 1, Institut National des Sciences Appliquées, Bât. Sadi Carnot, 9 rue de la Physique, 69 621 Villeurbanne cedex, France, 2006.

LIN, L.; PONNAPAN, R. Experimental Investigation of oscillating heat pipes. **Journal of Thermophysics and Heat Transfer**, v. 15, p. 395 - 400, 2001.

MAIDANIK, Y. F.; VERSHININ, S. et al. **Heat transfer apparatus**. U.S. Patent No.4515209, May 7, 1985.

MEHENDALE, S. S. et al. Fluid flow and heat transfer at micro and meso scales with applications to heat exchanger design. **Applied Mechanics Review**, v. 53, p.175 -193, 2000.

MIYAZAKI, Y. et al. **Thermal control system of a satellite with oscillating heat pipes**. Kanagawa, Japan: Aerospace Exploration Agency, Sagamihara, 2013. 229-8510 Publication 14 - 18.

NATSUME, K. et al. Development of a flat cryogenic oscillating heat pipe for improving HTS magnetic cooling. **Physics Procedia**, v. 45, p.233 – 236, 2013.

NISHIO, S. Attempts to apply micro heat transfer to thermal management. In: HEAT TRANSFER AND TRANSPORT PHENOMENA IN MICROSCALE: INTERNATIONAL CONFERENCE IN HEAT TRANSFER AND TRANSPORT PHENOMENA IN MICROSCALE, Banff, Canada. **Proceedings...** New York: Ba-gel House, 2000.

PETERSON, G.P. **An introduction to heat pipes**. 5. ed. New York, U.S.A: John Wiley & Sons, 1994.

PETRUCCI, R. H. et al. **General chemistry principles and modern applica-tions**. Prentice-Hall, Inc., 2001. Disponível em: <[http://cwx.prenhall.com/petrucci/medialib/media_portfolio/text_ima-ges/FG13_04.JPG](http://cwx.prenhall.com/petrucci/medialib/media_portfolio/text_images/FG13_04.JPG)>. Acesso em: 27 dez.2013.

PORTEOUS, A. Prediction of the upper limit of the slug flow regime. **British Chemical Engineering**, v. 14, n.9, p.117 – 119, 1969.

QU, W.; MA, T. Experimental Investigation on flow and heat transfer of pulsating heat pipes. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 12, 2002, Moscow –Kostroma – Moscow. **Proceedings...** Moscow: Institute of Thermal Physics, Ural Branch, Russian Academy of Sciences, 2002. p. 226 - 231.

REAY, D.A.; KEW, P.A. **Heat pipes - theory, design and applications**. 5 ed. Ox-ford, UK: Elsevier's Science & Technology, 2006.

RIEHL, R., R. **Evaluation of the thermal - hydro - dynamics behavior of an open loop pulsating heat pipe**. São José dos Campos: 2003. 35 p.

RIEHL, R.R.; CACHUTÉ, L. O. Thermal control of surveillance systems using pulsating heat pipes. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS. 43., 2013, Vail, CO. **Proceedings...** Reston, USA: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2013.

RIEHL, R. R. **Characteristics of an open loop pulsating heat pipe**. SAE International, 2004 – 01 – 2509, 2004.

RIEHL, R. R.; SANTOS, N. Water - copper nanofluid application in an open loop pulsating heat pipe. **Applied Mechanics Review**, v.42, (2011), p. 6-10, Jan. 2011.

ROSA, E.S. **Escoamento multifásico isotérmico**: modelos de multilíquidos e de mistura. Porto Alegre, RS: Artmed Editora SA, 2012.

SAKULCHANGSATJATAI, P. et al. Operation modeling of closed-end and closed-loop oscillating heat pipes at normal operation condition. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 995 -1008, 2003.

SANTOS, N. **Desenvolvimento de tubo de calor circuitado (Loop Heat Pipe-LHP) para aplicações espaciais**. 2009, 191 p. (INPE – 15731 – TDI / 1477). Tese (Doutorado em Mecânica Espacial e Controle) – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE), São José dos Campos, 2009. Disponível em: <<http://urlib.net/8JMKD3MGP8W/354LF6B>>. Acesso em: 24 jun. 2014.

SHAFII, M.; B.; FAHGRI, A.; ZANG, Y. Thermal modeling of unlooped and looped pulsating heat pipe. **Journal of Heat Transfer**, v.123, p.1159 – 1172, 2001.

STENGER, F.J. **Experimental feasibility study of water- filled capillary-pumped heat- transfer loops**. Washington, USA: NASA, 1966. NASA TM X – 1310, 1966.

SWANSON, T.D.; BIRUR, G.C. NASA thermal control technologies for robotic spacecraft. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 12, Moscow, Russia. **Proceedings...** Moscow: [s.n.], 2004. v.23, n. 9, p. 1055 - 1065.

TAITEL, Y.; DUKLER, A.E. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas – liquid flow. **AIChE Journal**, v. 22, p. 47 – 55, 1976.

TELLES, P. C. S. **Vasos de pressão**. Rio de Janeiro, RJ: Livros Técnicos e Científicos Editora, 1991.

THOME, J.R. **Engineering data book III**. Huntsville, AL: Wolverine Tube, Inc., 2004.

THOMPSON, S.M. et al. **Experimental investigation of flat plate oscillating heat pipe for thermal spreading applications**. Columbia, E.U.A.: University of Missouri, 2012. Chapter DOI: 10.2514 / 6.2013-309.

TONG, B. Y.; WONG, T. et al. Closed loop pulsating heat pipe. 2001, **Applied Thermal Engineering**, v. 21, p. 1845 – 1862, 2001.

VASILIEV, L.L.; KONEV, E.S. Modern state-of-art in heat pipe studies. In: UNION HEAT MASS TRANSFER CONFERENCE OF YOUNG SCIENTISTS, 1969, Minsk. **Proceedings...** Minsk, 1969.

WALLIS, G. B. **One-dimensional two-phase flow**. New York: McGraw-Hill Inc, 1969.

WILLIAM, G. ; JOHN, H. et al .Evaluation of heat pipe working fluids in the temperature range 450 to 700 K. In: SPACE TECHNOLOGY AND APLSPACE TECHNOLOGY AND APPLICATIONS INTERNATIONAL FORUM (STAIF), 2004, Albuquerque, New Mexico (USA). **Proceedings...** Albuquerque: AIP, 2004.

WILLIAM, G. et al. Variable conductance heat pipes for variable thermal links. 41. In: INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL CONFERENCE ON ENVIRONMENTAL SYSTEMS (ICES), 2011, Portland, OR, USA. **Proceedings...** Portland, July 17-21, 2011

WYATT, T. **A controllable heat pipe experiment for the SE-4 satellite**. Baltimore, MD: John Hopkins University, Appl. Physics Lab., Mar. 1965, AD695 433, 1965. JHU Tech. Memo APL-SDO-1134.

XUAN, Y. et al. Transient modeling of CPL based on mesoscaled analysis by lattice Boltzmann method. School of power engineering, Nanjing University of Science &

Technology, Nanjing, 210094, China. **Frontiers in Heat Pipes (FHP)**, 1, 013003
2010

ZHANG, Y.; FAGHRI, A. Heat transfer in a pulsating heat pipe with an open end.
International Journal of Heat and Mass Transfer, v. 45, p. 755 – 764, 2002.

ZHANG, Y.; FAGHRI, A. Advances and unsolved issues in pulsating heat pipes.
Heat Transfer Engineering, v. 29, n. 1, p. 20 – 44, 2008.

ANEXO A - Publicações

Publicações dos seguintes artigos até a presente data:

Cachuté, O. L.; Riehl, R. R. “Passive Thermal Control with Pulsating Heat Pipe”. In: 8th International Conference on Mathematical Problems, Engineering, Aerospace and Sciences, ICNPAA. National Institute for Space Research, INPE, São José dos Campos, SP, Brazil, Jun. – Jul, 2010.

Riehl, R. R.; Cachuté, O. L. “Pulsating Heat Pipes Used for Thermal Control of Electronics on Surveillance Systems”. In: 43rd International Conference on Environmental Systems”. American Institute of Aeronautics and Astronautics, AIAA. July 14-18, 2013.

APÊNDICE A - Propriedades Termofísicas

As propriedades dos fluidos de trabalho utilizados nos ensaios descritos na seção 4 são apresentadas nas tabelas abaixo:

Tabela A.1 – Propriedades termofísicas da acetona

Temperatura		h_{lv}	σ	ρ_v	ρ_l	μ_v	C_p
°C	K	J/kg	N/m	kg/m ³	kg/m ³	Ns/m ²	J/kg°C
20	293	552000	0,0237	0,64	790,0	0,0000082	2160
40	313	536000	0,0212	1,05	768,0	0,0000086	2220
60	333	517000	0,0186	2,37	744,0	0,0000090	2220
80	353	495000	0,0162	4,30	719,0	0,0000095	2220
100	373	472000	0,0134	6,94	689,6	0,0000098	2220
115	388	437600	0,0114	10,00	660,0	0,0000100	2220

Fonte: adaptada de Reay et al.(2006)

Tabela A.2 – Propriedades termofísicas da água

Temperatura		h_{lv}	σ	ρ_v	ρ_l	μ_v	C_p
°C	K	J/kg	N/m	kg/m ³	kg/m ³	Ns/m ²	J/kg°C
20	293	2448000	0,0728	0,02	998,20	0,0000096	1810
40	313	2402000	0,0696	0,05	992,30	0,0000104	1890
60	333	2359000	0,0662	0,13	983,00	0,0000112	1910
80	353	2309000	0,0626	0,29	972,00	0,0000119	1950
100	373	2258000	0,0589	0,60	958,00	0,0000127	2010

Fonte: adaptada de Reay et al.(2006)

Tabela A.3 – Propriedades termofísicas do álcool etílico

Temperatura		h_{lv}	σ	ρ_v	ρ_l	μ_v	C_p
°C	K	J/kg	N/m	kg/m ³	kg/m ³	Ns/m ²	J/kg°C
30	303	888600	0,0244	0,38	781,0	0,0000102	1440
50	323	872300	0,0231	0,72	762,2	0,0000072	1510
70	343	858300	0,0217	1,32	743,1	0,0000051	1580
90	363	832100	0,0204	2,59	725,3	0,0000037	1650

Fonte: adaptada de Reay et al.(2006)

Tabela A.4 – Propriedades termofísicas do álcool metílico

Temperatura		h_{lv}	σ	ρ_v	ρ_l	μ_v	C_p
°C	K	kJ/kg	N/m	kg/m ³	kg/m ³	Ns/m ²	J/kg°C
30	303	1155000	0,0218	0,31	782,0	0,0000098	1470
50	323	1125000	0,0201	0,77	764,1	0,0000104	1540
70	343	1085000	0,0185	1,47	746,2	0,0000111	1610
90	363	1035000	0,0166	3,01	724,4	0,0000119	1790

Fonte: adaptada de Reay et al.(2006)

Tabela A.5 – Propriedades termofísicas do álcool isopropílico

Temperatura		h_{lv}	σ	ρ_v	ρ_l	μ_v	C_p
°C	K	J/kg	N/m	kg/m ³	kg/m ³	Ns/m ²	J/kg°C
20	293	757810,8	0,0213	0,0066	775,0	0,0000022	320
40	313	736870,0	0,0200	0,02	749,0	0,0000014	330
60	333	707569,0	0,0186	0,051	725,0	0,00000088	350
80	353	678262,0	0,0170	0,11	705,0	0,0000005	375
100	373	636394,0	0,0160	0,22	675,0	0,0000004	390

Fonte: adaptada de Reay et al.(2006)

APÊNDICE B - Análise de Incertezas

Ao se realizar a medição de uma grandeza durante um experimento, é recomendável a indicação do nível de confiabilidade do resultado obtido através da comparação com valores de referência. É necessário portanto que haja um procedimento pré-estabelecido para caracterizar a qualidade de um resultado destas medições com o objetivo de avaliar e expressar sua incerteza, Gallas (1998).

Kline et al. (1953) propõem uma estratégia para a realização de um processo de análise de incerteza em experimentos, onde R é o resultado esperado de um conjunto de medições, sendo representado por:

$$R = R(X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (\text{B. 1})$$

Sendo X uma medida realizada em um experimento, a incerteza vinculada δR será calculada através da Equação B.2.

$$\delta R = \left[\sum_1^n \left(\frac{\delta R}{\delta X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B. 2})$$

Na Equação B.2 cada termo δX contribui com a respectiva incerteza, para a representação da incerteza total atribuída ao resultado δR . A Equação B.2 é aplicável nas seguintes condições:

- a) As medidas são realizadas de forma independente;
- b) É considerada uma distribuição Gaussiana (Curva Normal).

A Equação B.3 é empregada para a determinação da incerteza incluída no cálculo das condutâncias globais dos OLPHPs utilizando as temperaturas no evaporador, e do meio ambiente, realizadas pelos termopares nelas instalados.

$$\delta RC = \left[\left(\frac{\delta R \dot{Q}}{\delta \dot{Q}} \delta \dot{Q} \right)^2 + \left(\frac{\delta RT}{\delta T_e} \delta T_e \right)^2 + \left(\frac{\delta RT}{\delta T_{amb}} \delta T_{amb} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B. 3})$$

A Equação B.4 é empregada para a determinação da incerteza incluída no cálculo das condutâncias dos OLPHPs utilizando as temperaturas no evaporador e no e no condensador, realizadas pelos termopares neles instalados.

$$\delta RC = \left[\left(\frac{\delta R \dot{Q}}{\delta \dot{Q}} \delta \dot{Q} \right)^2 + \left(\frac{\delta RT}{\delta T_e} \delta T_e \right)^2 + \left(\frac{\delta RT}{\delta T_c} \delta T_c \right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{B. 4})$$

As incertezas provenientes dos resultados obtidos nos experimentos relatados, foram determinadas com base no procedimento acima descrito.

APÊNDICE C - escoamento de fluidos em mini e micro canais

O escoamento de fluidos dentro de canais constitui uma parte importante, tanto em sistemas naturais, como em sistemas artificiais que dele fazem uso. Sistemas biológicos realizam transporte de calor e massa através de canais, no cérebro, pulmão, rim, intestinos e vasos sanguíneos, só para citar alguns exemplos. Sistemas artificiais, ou seja, construídos pelo homem, utilizam este processo em tubos de calor, trocadores de calor, reatores nucleares, unidades de dessalinização, refrigeração e em muitas outras aplicações.

Segundo Kandlikar e King (2006), além de cumprir a função de transporte, canais servem para:

- a) Fazer com que o fluido tenha um contato direto com as paredes do canal;
- b) Renovar o fluido em contato com as paredes do canal durante o processo de transporte em andamento.

A taxa do processo de transporte depende da área superficial, que varia com o diâmetro D para um tubo circular, ao passo que a vazão depende da área da seção transversal, que varia linearmente com D^2 . Desta forma a relação da área superficial de um tubo e seu volume é $1/D$. Assim, na medida em que seu diâmetro diminui, a esta relação aumenta. No corpo humano, dois dos mais eficientes processos de transferências de calor e massa, ocorrem dentro dos pulmões e dos rins, dentro de canais com dimensões capilares em torno de $4\mu\text{m}$.

Conforme relatam Kandlikar e King (2006), na medida em que diminuem os diâmetros dos canais, as teorias normalmente aceitas para os fluidos, energia e transporte de massa, necessitam serem revistas para validação. Há dois elementos

fundamentais responsáveis pela separação das teorias convencionais em microescala. Por exemplo, diferenças no modelamento de escoamento de um fluido em canais de diâmetros reduzidos, podem resultar em:

- a) Mudança no processo fundamental, tal como um desvio na consideração de continuidade assumida por escoamento de um gás, ou a influência de forças eletrocinéticas, por exemplo;
- b) Incertezas decorrentes da aplicação de fatores empíricos, derivados de experimentos conduzidos em escala dimensional superior, tais como coeficientes de perda de carga em escoamento em tubulações;
- c) Incertezas nas medidas em escalas micrométricas, incluindo dimensões geométricas e parâmetros operacionais.

C.1. Classificação de canais para escoamento de fluidos

A classificação de canais, baseada no diâmetro hidráulico, pretende servir como um guia simples para o transporte realizado em um intervalo dimensional considerado.

A classificação proposta por Mehendale et al. (2000) classificou o intervalo de 1 a 100 μm como microcanais, 100 μm a 1 mm como meso-canais, 1 a 6 mm como passagem compacta e maior do que 6 mm como passagem convencional.

Para canais não circulares, recomenda-se adotar sua menor dimensão; por exemplo: o menor lado de um canal com seção transversal retangular deve ser utilizado no lugar do diâmetro D . Esta classificação é essencialmente empregada para simplificar a terminologia na análise e formulação de fluidos de uma forma geral, conforme Tabela D.1.

Tabela C.1 – Classificação dimensional de canais

Canais convencionais	$>3 \text{ mm}$
Minicanais	$3 \text{ mm} \geq D > 200 \text{ }\mu\text{m}$
Microcanais	$200 \text{ }\mu\text{m} \geq D > 10 \text{ }\mu\text{m}$
Microcanais de transição	$10 \text{ }\mu\text{m} \geq D > 1 \text{ }\mu\text{m}$
Nanocanais de transição	$1 \text{ }\mu\text{m} \geq D > 0,1 \text{ }\mu\text{m}$
Nanocanais	$0,1 \text{ }\mu\text{m} \geq D$

Fonte: Kandlikar, Satish G. and King (2006)

**APÊNDICE D - Modelo de documento para levantamento de requisitos de
projeto de OLPHPs em sistemas eletromecânicos**

I. Identificação do projeto

- a. Nome:
- b. Data de abertura:
- c. Aplicação:
- d. Quantidade:

II. Identificação do patrocinador do projeto

- a. Nome do patrocinador:

III. Informações

As respostas ao questionário podem ser escritas na própria questão ou constar em documento anexado.

1. Local de instalação do OLPHP

- a. Gabinete padronizado ()
- b. Caixa usinada ()
- c. Outro () descrição:
- d. Vedação: hermética (); parcial (chuva, poeira) (); aberta (); outra ()
descrição:
- e. Sistema de dissipação de calor: ventilação forçada (); ventilação natural
(); outro () descrição:
- f. Acabamento superficial: Cor (especificar):
- g. Alodine ()
- h. Anodização ()
- i. Primer ()

- j. Esmalte ()
- k. Tinta base epóxi () Outro () (especificar):

2. Placa de circuito impresso (PCI)

- a. Relação de PCI:
- b. Dimensões de PCI - desenho, croqui ou descrição:
- c. Leiaute da PCI - desenho, croqui ou descrição, contendo potência dissipada e sua localização (*footprint*) na placa, equipamento ou componente isolado.
- d. Montagem de PCI na estrutura mecânica (empacotamento) - desenho, croqui ou descrição.
- e. Metodologia de cálculo das cargas térmicas: potência de pico, frequência e informação adicional pertinente.

3. Temperaturas de projeto

- a. Temperatura máxima do ar (equipamento em operação):
- b. Temperatura máxima do ar (equipamento estocado):
- c. Temperatura mínima do ar (equipamento em operação):
- d. Temperatura mínima do ar (equipamento estocado):
- e. Temperatura máxima na superfície externa do equipamento em uso:
- f. Temperatura mínima na superfície externa do (equipamento em operação):
- g. Temperaturas máximas e mínimas nos componentes elétricos e eletrônicos (equipamento em operação):

5. Requisitos ambientais de projeto

- a. Região onde o equipamento irá operar:
- b. Radiação solar máxima: _____ W/m²
- c. Chuva (índice máximo): _____ mm/min

- d. Umidade relativa máxima em uso _____%
- e. Umidade relativa mínima em uso _____%
- f. Uso em atmosfera marítima () Sim () Não
- g. Operação em altitude elevada: _____m
- h. Ventos (velocidade média): _____km /h
- i. Relacionar requisitos ambientais disponíveis e não mencionados anteriormente.

6. Requisitos de operação para equipamento móvel

- a. Rotação máxima: _____rpm
- b. Rotação mínima: _____rpm
- c. Movimentação em Azimute: _____°
- d. Movimentação em Elevação: _____°
- e. Peso estimado: _____N

7. Requisitos de Teste

- a. Choque mecânico: _____g; _____m/s²; _____ms. Norma:
- b. Vibração estacionária aleatória em compartimento próprio para viagem (densidade de aceleração; espectral): _____m²/s³ @ _____ a _____Hz; _____m²/s³ @ _____ a _____Hz. Norma:
- c. Choque mecânico: _____ m/s² @ _____m/s. Norma:
- d. Altura em queda livre: _____ m. Norma:

8. Normas e documentos aplicáveis:

9. Observações adicionais: