

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

**ANÁLISE DE TERMOSSIFÕES QUE OPERAM
COM MERCÚRIO EM ALTAS TEMPERATURAS**

**Tese submetida à
Universidade Federal de Santa Catarina
como parte dos requisitos para a
obtenção do grau de Doutor em Engenharia Mecânica.**

ANDRÉ FELIPPE VIEIRA DA CUNHA

Florianópolis, Abril 2008.

ANÁLISE DE TERMOSSIFÕES QUE OPERAM COM MERCÚRIO EM ALTAS TEMPERATURAS

ANDRÉ FELIPPE VIEIRA DA CUNHA

**‘Esta Tese foi julgada adequada para obtenção do Título de Doutor
em Engenharia Mecânica e aprovada em sua forma final.’**

Prof^a. Márcia B. H. Mantelli, Ph.D. - Orientadora

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

BANCA EXAMINADORA:

Prof^a. Márcia B. H. Mantelli, Ph.D. - Presidente.

Prof. Luiz Fernando Milanez, Dr. - Relator.

Valeri Vlassov, Dr.

Prof. Sérgio Colle, D.Sc.

Prof. Saulo Güths, Dr.

Thomaz Borges, Dr.

“A coisa mais bela que o homem pode experimentar é o mistério.
É esta a emoção fundamental que está na raiz de toda a ciência e arte.”

(Albert Einstein)

A Deus

Que me iluminou e mostrou as oportunidades para chegar até aqui.

Aos meus pais,

Pelo carinho e atenção

Que foram necessários ao desenvolvimento deste trabalho.

À minha esposa Gisele,

Pelo amor, companheirismo, apoio,

E momentos felizes que proporcionou.

Aos meus irmãos,

Que de diferentes formas me apoiaram e,

Sempre me incentivaram.

Agradecimentos

À minha orientadora Prof^ª. Márcia Barbosa Henriques Mantelli, pela orientação e aconselhamentos, responsabilidade e confiança, sendo assim um exemplo profissional e humano a ser seguido na formação de jovens pesquisadores.

Ao CNPq pelo suporte financeiro ao desenvolvimento deste trabalho.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC pela acolhida na elaboração deste trabalho.

Aos professores que me ensinaram ao longo do curso e, que foram muito além das matérias.

Aos técnicos do LABTUCAL/LEPTEN, pela dedicação e imensurável responsabilidade na montagem do experimento.

Aos meus amigos do LABTUCAL/LEPTEN, pelas conversas sob os mais diversos assuntos que ajudaram a enfrentar o desenvolvimento deste trabalho.

Aos amigos de Florianópolis por suas valiosas amizades e palavras de apoio que me apoiaram nos momentos difíceis.

RESUMO

Os termossifões são dispositivos de condutividade térmica muito elevada, sendo capazes de transportar grandes quantidades de calor quando sujeitos à pequenos gradientes de temperatura. Em sua forma mais simples são formados por um tubo oco (geralmente metálico) contendo um fluido de trabalho, sendo divididos em três regiões principais: evaporador, onde calor é fornecido ao dispositivo, secção adiabática (que pode ser minimizada e até não existir) e condensador, onde calor é rejeitado.

O presente trabalho apresentada primeiramente uma extensa revisão bibliográfica sobre termossifões e tubos de calor aplicados a altas temperaturas, ou seja, temperaturas superiores a 350 °C. As informações sobre tubos de calor são úteis para o entendimento dos aspectos mecânicos envolvidos em termossifões. Esta revisão engloba um levantamento bibliográfico dos candidatos ao fluido de trabalho e investiga modelos matemáticos da literatura afim. Correlações para a predição de diversos coeficientes de troca térmica encontrados durante a operação de termossifões são também apresentadas.

Um modelo teórico do comportamento térmico de um termossifão com metal líquido como fluido de trabalho é desenvolvido. Os processos de condensação e evaporação que ocorrem no interior do termossifão são modelados a partir do modelo de Nusselt para paredes planas. Tanto a distribuição de temperatura na parede do invólucro quanto a previsão das espessuras dos filmes de condensado no interior do tubo são modelados. Métodos numéricos são empregados na solução deste modelo.

A fim de gerar dados para comparação com o modelo proposto, um estudo experimental é desenvolvido. Este envolve a construção de uma bancada experimental, que permite a análise do desempenho térmico dos termossifões que empregam mercúrio como fluidos de trabalho.

Os resultados teóricos do modelo apresentaram uma boa concordância com os dados experimentais no condensador, porém no evaporador a comparação é menos precisa, conseqüência do coeficiente de transferência de calor da piscina e das considerações adotadas no modelo desenvolvido.

Palavras chaves: Termossifão, Tubo de Calor, Transferência de Calor, Metal Líquido.

ABSTRACT

Thermosyphons are high thermal conductivity devices that can transfer high quantities of heat when subjected to small temperature gradients. In its most simple form, a thermosyphon is a hollow evacuated metal pipe, charged by a pre-determined amount of an appropriate working fluid. It can be divided into three main sections: evaporator, where the heat is delivered to the device, an adiabatic section (which may or may not exist) and a condenser, where the heat is released.

First, an extensive literature review about thermosyphons and heat pipes for higher temperature levels (above 350° C) is presented. Information about heat pipes are useful for understanding the mechanical aspects involved in thermosyphons. The working fluid candidates are examined and some mathematical models are investigated. Literature correlations for several heat transfer coefficients observed during the operation of thermosyphons are also presented.

A mathematical model is developed to predict the thermal behavior of liquid metal thermosyphon. The condensation and evaporation process are modeled based on the Nusselt model for flat plates. The temperature distribution along the tube and the thickness of the working fluid films are also modeled. Numerical methods are employed to solve the mathematical model developed.

To generate data to be compared with the theoretical results, an experimental study was conducted, including the construction of an apparatus, which allows mercury thermosyphon tests in high temperature levels.

The theoretical results of the model showed good agreement with experimental data in the condenser, but the comparison is less accurate in evaporator, consequence of the heat transfer coefficients of the pool and considerations adopted this model.

Keywords: Thermosyphon, Heat Pipe, Heat Transfer, Liquid Metal.

SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS	x
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 - Descrições básicas de um Termossifão e um Tubo de Calor	1
1.2 – Aplicações de Tubos de Calor e Termossifões em Alta Temperatura	4
1.3 - Motivação.....	6
1.4 - Definição dos Objetivos	8
1.5 - Estrutura da Tese.....	8
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	10
2.1 - Aspectos Mecânicos do Termossifão em Alta Temperatura.....	10
2.1.1 - O Material.....	10
2.1.2 - O Material Cerâmico e o Tubo de Calor / Termossifão	11
2.1.3 - Fluido de Trabalho e Carregamento	14
2.1.4 - Compatibilidade do Material ao Fluido de Trabalho.....	17
2.1.5 - Os Termossifões do Presente Trabalho	18
2.2 - Testes Experimentais de Tubo de Calor e Termossifão em Aplicações de Alta Temperatura.....	18
2.2.1 - Testes Experimentais Encontrados na Literatura	19
2.2.2 - Uma Visão sobre o Aparato Experimental deste Trabalho de Tese	24
2.3 - Os Fenômenos Físicos.....	25
2.3.1 - Limites de Operação	25
2.3.1.1 - Limite Sônico.....	25
2.3.1.2 - Limite Viscoso	26
2.3.1.3 - Limite de Arrasto e de Inundação.....	27
2.3.1.4 - Limite de Secagem (Dryout).....	29
2.3.1.5 - Limite de Oscilação	30
2.3.1.6 - Limite de Ebulição.....	31
2.3.2 - Coeficientes de Transferência de Calor.....	32
2.3.2.1 - Coeficientes de Transferência de Calor na Região do Condensador.....	32

2.3.2.2 - Coeficientes de Transferência de Calor na Região do Evaporador	36
2.3.3 - Considerações teóricas sobre o filme de líquido	38
2.3.4 - Os Fenômenos Físicos e o Presente Trabalho	43
2.4 - Modelos Analíticos e Numéricos para Termossifões.....	44
2.4.1 - Modelo de Resistência Térmica Equivalente do Termossifão	45
2.5 - Conclusão	49
3. MODELO: TERMOSSIFÃO EM ALTAS TEMPERATURAS.....	51
3.1 - Filme de Líquido no Condensador e Evaporador.....	52
3.1.1 - Modelo de Faghri.....	57
3.1.2 - Comparação entre o Modelo de Faghri e o Modelo Proposto.....	61
3.2 - Seção Adiabática.....	62
3.3 - Evaporador	62
3.4 - Núcleo de Vapor	64
3.4.1 - Modelo Unidimensional Simplificado.....	65
3.4.2 - Modelo de Cotter e Busse: Escoamento incompressível.....	66
3.4.2.1 - Análise da queda de pressão através do modelo de Cotter e Busse.....	70
3.4.3 - Modelo de Chisholm e Chi	71
3.4.3.1 - Análise da queda de pressão com o modelo de Chisholm e Chi	75
3.5 - Região dos Gases Não Condensáveis.....	76
3.6 - Distribuição de Temperatura na Parede do Tubo.....	77
3.7 - Fluxograma para o Modelo	82
3.8 - Conclusão	84
4. ESTUDO EXPERIMENTAL	86
4.1 - A Bancada Experimental.....	86
4.1.1 - Sistema de Medição.....	88
4.2 - Fabricação e Especificações dos Termossifões.....	90
4.2.1 - Limpeza.....	90
4.2.2 - Teste Hidrostático e Teste de Vazamento	91
4.2.3 - Carregamentos do Fluido de Trabalho	92
4.2.3.1 - Cálculo do Volume Mínimo de Carregamento.....	95
4.3 - Especificação dos Termossifões.....	99
4.4 - Preparação e Procedimentos de Testes.....	102

4.5 - Conclusão	105
5. ANÁLISE DOS RESULTADOS	106
5.1 - Resultados de Testes dos Termossifões com Mercúrio	106
5.1.1 - Análise das distribuições de temperaturas	106
5.1.2 - Influência da Espessura da Parede na Distribuição de Temperaturas	114
5.1.3 - Medição da Temperatura de Vapor	115
5.2 - Comparação entre Dados Experimentais e Modelo Proposto	122
5.3 - Resistência Térmica Experimental	134
5.4 - Incerteza de Medição Experimental	137
5.5 – Conclusão	139
6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	141
6.1 - Conclusões Finais	141
6.2 - Recomendações para Trabalhos Futuros	146
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	148
Apêndice A – Propriedades Termodinâmicas e de Transporte	153
Apêndice B – Correlações e Coeficientes	154
Apêndice C – Incerteza de Medição	157

LISTA DE SÍMBOLOS

- A_t – área da seção transversal do tubo de calor [m²]
- A_s, A_p, A_n, B – coeficientes da equação aproximada do método de Volumes Finitos
- A – área
- Bo – número de Bond
- c_p – calor específico [J/(kg.K)]
- C_{sf} – constante de Rohsenow, determinada de dados experimentais.
- d – diâmetro [m]
- F – Razão de enchimento
- g – aceleração da gravidade [m/s²]
- h – coeficiente de transferência de calor [W/(m²K)]
- h_{lv} – calor latente de vaporização [J/kg]
- I – intensidade de radiação [W/m²]
- Ja – número de Jacob = $C_p (T_w - T_{sat}) / h_{lv}$
- k – condutividade térmica [W/(m.K)]
- L – comprimento [m]
- M – massa molecular [kg/mol]
- Ma – número de Mach = v/c (c =velocidade do som)
- \dot{m} – fluxo de massa [kg/m².s]
- N/A – fluxo de moléculas [n^o moléculas / (s.m²)]
- P – pressão [N/m²] ou perímetro [m]
- Pr – número de Prandtl = $c_p \mu / k = \nu / \alpha$
- Q – Quantidade de calor [J]
- \dot{Q} – taxa de transferência de calor [W]
- q – fluxo de calor [W/m²]
- r – raio [m]
- R – constante universal dos gases = 8,3145 [kJ / (kmol K)] ou resistência elétrica [Ω]
- Ra_L – número de Rayleigh = $g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3 / (\alpha \cdot \nu)$
- R_v – constante dos gases [J / (kg.K)]
- R_t – Resistência térmica [°C/W]

Re_x – Número de Reynolds com valor característico x ($Re_x = \rho V x / \mu$)

t – espessura da parede do tubo [m]

T – temperatura [°C]

U – Voltagem [V]

u – velocidade do filme de líquido na direção x [m/s] ou incerteza de medição.

V – volume [m³]

v – velocidade [m/s]

X – Título de vapor

Símbolos Gregos

β – Coeficiente de expansão térmica [K⁻¹]

ρ – densidade [kg/m³]

μ – viscosidade dinâmica [N.s/m²]

α – difusividade térmica [m²/s]

v – volume específico [m³/kg]

σ – tensão superficial [N/m]

σ_c – Coeficiente de condensação

σ_e – Coeficiente de evaporação

δ – espessura do filme de líquido [m]

Δ – variação ou diferença

Γ – fluxo de massa por unidade de comprimento [(kg/s)/m]

τ – tensão cisalhante [N/m²]

Símbolos Subscrito

a – seção adiabática

ag – agulha

b – base

c – região do condensador

e – região do evaporador

f – filme de líquido

g – gás

h – hidráulico

i – interno

l – líquido

o – externa

p – piscina de líquido

R – resistência

s – sólido

sat – saturado

t – total ou transversal

T – Termossifão

v – vapor

w – superfície (parede)

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Tubos de calor e termossifões aplicados a altos níveis de temperatura surgiram especificamente como uma solução para o problema de controle térmico de sistemas de potência de reatores nucleares de veículos espaciais. Atualmente, com o aumento do custo e redução da disponibilidade de combustíveis, áreas como a conservação de energia tem merecido maior atenção por parte do governo e das indústrias. Assim, pesquisas visando o desenvolvimento de equipamentos tais como trocadores de calor, baseados na tecnologia de tubos de calor e termossifões em altas temperaturas, para a recuperação de energia de fluxos liberados na atmosfera a altas temperaturas, estão recebendo financiamento, especialmente para aplicações na área do petróleo. Esta preocupação com a conservação de energia não é privilégio do Brasil. Pode-se mencionar, a título de ilustração, o texto de Merrigan (1981), que afirma que, embora um forno do Laboratório Nacional de Los Alamos (Los Alamos-NM, EUA) apresente um bom isolamento térmico e um controle no excesso de ar, a perda de energia nos gases de exaustão chega a mais de 50% da energia total de entrada em temperaturas acima de 982 °C.

Neste capítulo, uma breve introdução abrangendo os aspectos físicos e o princípio de funcionamento de termossifões e tubos de calor também serão apresentados, assim como os objetivos e motivações deste trabalho. O tubo de calor, que não é o objetivo principal desta tese, é também abordado para fins de revisão bibliográfica, que será apresentada no próximo capítulo.

1.1. - Descrições básicas de um Termossifão e um Tubo de Calor

Tubos de calor e/ou termossifões são dispositivos de condutância térmica muito elevada, sendo capazes de transportar grandes quantidades de calor quando sujeitos à pequenos gradientes de temperatura. Em sua forma mais simples, são formados por um tubo oco (geralmente metálico) contendo um fluido de trabalho. Alguns exemplos de fluidos de trabalho são: o sódio e o lítio para aplicações a altas temperaturas; água, amônia e metanol para aplicações em que a temperatura de trabalho varia entre baixa e moderada; ou ainda nitrogênio líquido e hélio, quando o dispositivo é projetado para operar em temperaturas criogênicas.

Estes tubos podem ou não apresentar material poroso ao longo de sua parede interna e, portanto, são divididos em dois grandes grupos, de acordo com as forças que produzem o retorno do condensado ao evaporador: os que utilizam para este fim a força gravitacional ou centrífuga, conhecidos como **termossifões** e os que utilizam forças de superfície (força capilar de estruturas porosas), os **tubos de calor**.

Estes dispositivos são compostos basicamente de três seções principais: evaporador, que recebe calor do meio exterior; seção adiabática, onde não ocorre troca térmica com o meio; e condensador, onde o calor transferido pelo tubo é liberado para o exterior. Conforme a aplicação, a seção adiabática pode ser bastante reduzida ou mesmo não existir. Em um termossifão ou tubo de calor, o fluido de trabalho, ao receber calor no evaporador, se evapora e o vapor formado segue por diferença de pressão para a região mais fria do tubo, o condensador, onde será condensado, liberando calor para o meio.

Para o tubo de calor, a ação da tensão superficial da interface côncava entre líquido e vapor (na interface entre o meio poroso e o núcleo de vapor), torna a pressão capilar mais alta no meio poroso presente no condensador do que no meio poroso presente no evaporador. Esta diferença de pressão, devido a forças capilares, provoca o movimento do fluido de trabalho pelo meio poroso, do condensador ao evaporador. A Figura 1-1 ilustra os princípios físicos de funcionamento de um tubo de calor.

Como já observado, os termossifões são submetidos ao campo gravitacional terrestre, cuja força é responsável pelo retorno do condensado ao evaporador, o qual deve estar localizado abaixo do condensador. A Figura 1-1 também ilustra os princípios físicos de funcionamento dos termossifões.

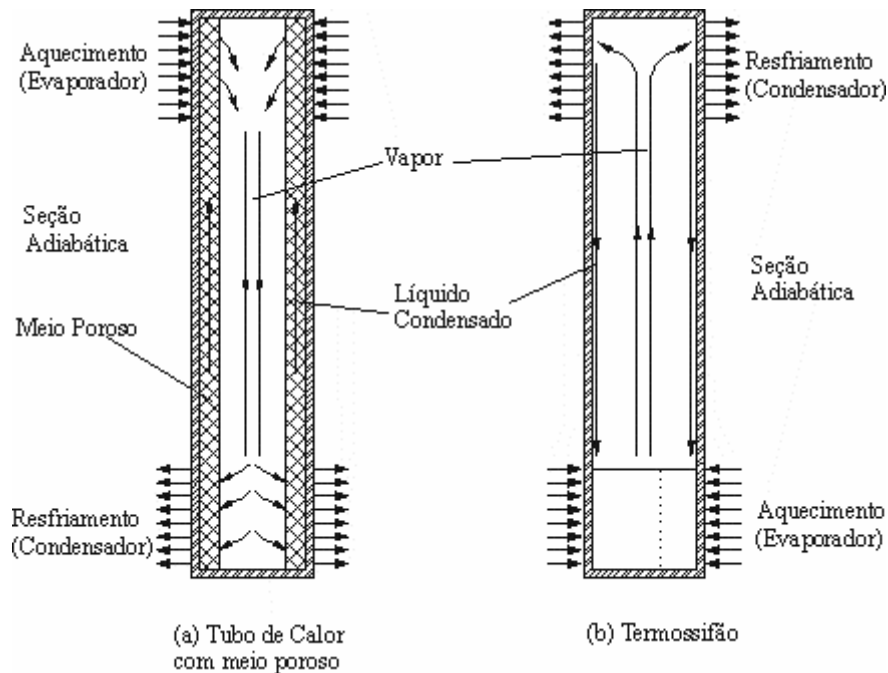


Figura 1-1 – Princípio de Funcionamento do tubo de calor (a) e do termossifão (b).

Os termossifões podem ainda ser classificados em **monofásicos** ou **bifásicos**. Os tubos monofásicos são cavidades abertas, preenchidas por fluidos (geralmente líquido), os quais são livres para circular. Caso a extremidade inferior esteja a uma temperatura mais alta que a superior, o calor é transportado de uma extremidade à outra por convecção natural. Os tubos bifásicos são selados e o fluido apresenta uma fase em forma de vapor e outra na forma líquida.

Os fluidos escolhidos para tubos de calor e termossifões devem possuir alta entalpia de vaporização, de forma que grande quantidade de energia térmica é usada na vaporização de pequena quantidade de fluido de trabalho. Em outras palavras, um baixo fluxo de vapor ao longo do tubo é capaz de transportar grande quantidade de calor.

A diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador é principalmente dada pela soma de duas parcelas de diferenças de temperaturas: primeira, requerida para conduzir o calor através das paredes e dos meios porosos tanto do evaporador quanto do condensador; e, segunda, relativa à diferença de pressão do vapor (a qual guia o vapor do evaporador para o condensador). Devido aos processos de mudança de fase e do uso do calor latente de vaporização e condensação internamente nos tubos termossifões, essa diferença de temperatura é pequena mesmo quando grandes quantidades de calor são transferidas. Em termos de comparação, um termossifão é capaz de transferir de 50 a 1000

vezes mais calor do que um tubo de cobre maciço de mesmas dimensões externas, quando sujeitos a um mesmo gradiente de temperatura.

Outra característica desejável para um fluido de trabalho é a alta tensão superficial, que, combinada com a baixa viscosidade, facilita o bombeamento do líquido pelo meio capilar poroso, assim como a alta condutividade térmica do líquido, a qual reduz o gradiente de temperatura entre o condensador e o evaporador.

1.2. - Aplicações de Tubos de Calor e Termossifões em Alta Temperatura

São inúmeras as aplicações de tubos de calor e termossifões que operam em altas temperaturas na indústria. A principal aplicação desta tecnologia é em trocadores de calor para recuperação de calor de fornos em processos industriais. Essenhigh (apud Ranken, 1978) cita que a eficiência média dos fornos é de aproximadamente 15%. Da parcela perdida, aproximadamente 20% é resultante das perdas térmicas associadas aos gases em altas temperaturas que saem do forno. Dannelly *et al.* (apud Ranken, 1978) indica que seis tipos de indústrias (aço, metais não ferrosos, química, petróleo, vidro e cerâmica) consomem cerca de 70% do total da energia utilizada nos EUA. Desta forma, o uso de trocadores de calor para gases em altas temperaturas representaria uma substancial economia de energia para o país.

Strumpf (1982) projetou um trocador de calor de alta temperatura utilizando tubos de calor cerâmicos. O trocador é formado por duas seções: um com fluxo transversal de aço inoxidável e outra seção formada de tubos de calor cerâmicos (ver Figura 1-2). Os tubos de calor cerâmicos são aletados e utilizados na região de gás com mais alta temperatura (~1150 °C). Tubos aletados permitem que a seção de gases quentes tenham menores tamanhos, porém apresentam menor efetividade do que a seção de aço inoxidável.

Trocadores de calor de aço inoxidável têm a faixa de temperatura limitada em 760 °C a 820 °C. A economia de combustível em processos industriais nos EUA, associada ao uso destes recuperadores de calor, foi na faixa de 40% a 50% (Estudo realizado pela AiResearch Manufacturing Company, uma divisão do Garret Corporation da Universidade da Califórnia).

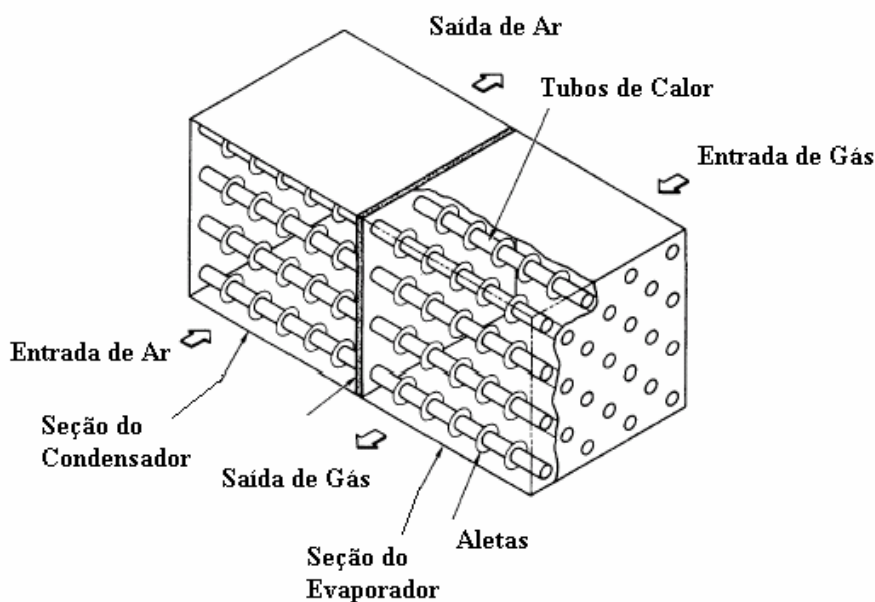


Figura 1-2 – Seção de tubos de calor do trocador de calor de Strumpf (1982).

Zhang *et al.* (2003) em seu artigo, comentam sobre pesquisas, desenvolvimentos e aplicações industriais de termossifões em altas temperaturas na China. Zhang menciona que a Universidade de Tecnologia Química de Nanjing (Nanjing University of Chemical Technology) desenvolveu, em 1990, um gerador de vapor que utiliza o calor de gases a alta temperatura proveniente de plantas de fertilizantes, recuperado a partir de trocadores onde a tecnologia de termossifões a altas temperaturas é utilizada. Note-se que este equipamento ainda está em operação. Mostram também que a China atualmente conduz pesquisas sobre: (1) características da transferência de calor de tubos de calor com metal líquido; (2) características da transferência de calor global e da eficiência de trocadores de calor com tubos de calor de altas temperaturas; (3) segurança na aplicação industrial de tubos de calor de metal líquido; (4) compatibilidade do metal líquido com aços de baixa liga em tubos de calor; (5) otimização de trocadores de calor com tubos de calor. Dentre os exemplos de aplicações industriais citados, tem-se a recuperação de calor proveniente de um forno que libera ar quente a altas temperaturas (Figura 1-3) por um trocador de calor com tubos termossifões, que foi posto em operação na China em 1997 e com capacidade de transferência de calor de 1163 kW.

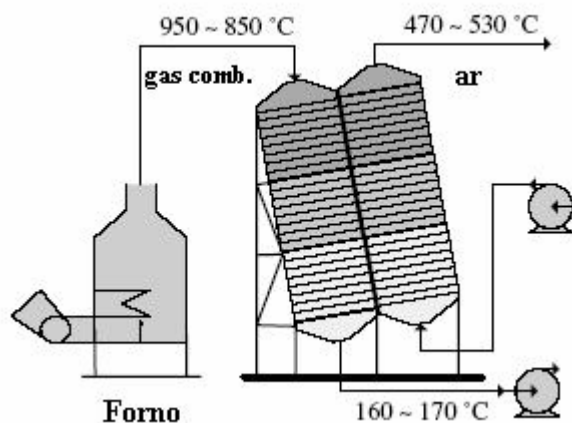


Figura 1-3 – Forno de ar quente utilizando tubos de calor de alta temperatura.

1.3. - Motivação

Na busca de uma melhor eficiência energética de processos industriais e, portanto da utilização racional de fontes primárias de energia, tecnologias para o aproveitamento de energia térmica residual têm se mostrado uma das principais áreas de atuação. Estes esforços vêm ao encontro à preocupação cada vez mais presente no mundo em relação à preservação da natureza.

A possibilidade da recuperação de calor nos processos produtivos baseia-se na identificação dos seguintes parâmetros: calor útil necessário para o produto ou processo; perdas inevitáveis associadas ao processo; perdas que podem ser evitadas ou reduzidas; perdas que podem ser recuperadas. A partir desta identificação é possível aumentar o rendimento do processo industrial, através do aproveitamento de: calor contido nos gases de exaustão, calor perdido pelas superfícies externas do equipamento, perdas de calor em água de resfriamento, calor acumulado nos produtos saídos do processo, etc.

A recuperação de calor, além de aumentar a eficiência do processo, também proporciona um retorno financeiro. Para se obter este retorno, é essencial que se determine o ponto ideal, ou seja, a relação entre a quantidade de calor recuperado/diminuição do impacto ambiental e o capital investido (acrescido do custo operacional do sistema de recuperação de calor), a partir do qual existirá compensação financeira e/ou ambiental para o recurso investido.

Equipamentos eficientes estão sendo projetados visando à recuperação de calor em processos industriais, especialmente aqueles que envolvem a indústria petroquímica. A

Petrobrás vem desde 1998, juntamente com o Laboratório de Tubos de Calor (LABTUCAL), investindo no desenvolvimento de equipamentos, especialmente trocadores de calor, que utilizam a tecnologia de tubos de calor e termossifões. Estes equipamentos são consideravelmente mais eficientes do que os que têm sido tradicionalmente utilizados na recuperação de calor, como os regeneradores de calor rotativos (ou Ljungstrom) ilustrado na Figura 1-4.

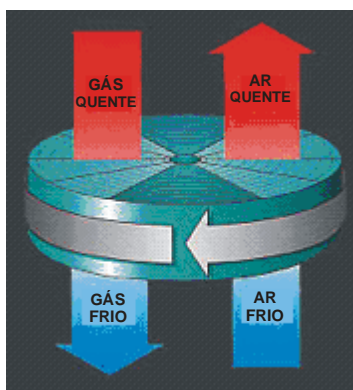


Figura 1-4 – Desenho esquemático do fluxo de gases em um trocador Ljungstrom.

O uso de termossifões em projetos de trocadores de calor permite o desenvolvimento de trocadores compactos, de fácil manutenção, sem partes rotativas e sem a necessidade de se utilizar energia elétrica para o seu funcionamento. Deve-se ainda ressaltar que o trocador por termossifões, ao contrário dos outros encontrados no mercado, não necessita de uma parada de operação considerável para sua manutenção, uma vez que os termossifões do trocador são independentes e facilmente substituíveis. Mesmo operando sem alguns tubos, o sistema ainda pode operar. O custo da manutenção de trocadores com termossifões é considerado baixo quando comparado outros custos de manutenção, como por exemplo, o custo de manutenção de um trocador Ljungstrom.

Assim, o conhecimento (“know how”) da tecnologia de termossifões de alta temperatura é de grande interesse da indústria petroquímica nacional, especialmente para aplicações em geração de vapor em ciclos combinados de geração de energia e eletricidade, ou em aplicações onde o vapor industrial seja de interesse.

Alguns países já utilizam esta tecnologia, sendo a China a mais desenvolvida nesta área. O trabalho aqui proposto pode então ser considerado estratégico para o desenvolvimento sustentável do país.

1.4. - Definição dos Objetivos

O objetivo desta tese é o estudo teórico e experimental de termossifões para transferência de calor em níveis superiores a 350 °C. No estudo teórico, será desenvolvido um modelo a ser resolvido numericamente, útil para o projeto de termossifões nesta faixa de temperatura. O modelo desenvolvido será validado através de dados experimentais adquiridos na construção de uma bancada experimental.

Termossifões que operam em altas faixas de temperaturas requerem a utilização de um metal líquido como fluido de trabalho, o qual fica confinado em um tubo também metálico. Estes dois, tubo e fluido, devem ser compatíveis termicamente, quimicamente e mecanicamente. Neste trabalho é utilizado o mercúrio como fluido de trabalho

1.5. - Estrutura da Tese

Este texto está estruturado da seguinte forma:

- ◆ No Capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica a respeito dos trabalhos que envolvem tubos de calor e termossifões aplicados a altas temperaturas (superior a 350 °C). Porém, as informações de literatura para tubos de calor (com meio poroso) são úteis para o entendimento dos aspectos mecânicos envolvidos em termossifões e serão também abordadas nesta revisão. Faz-se uma pesquisa a cerca dos fluidos de trabalho, da compatibilidade deste fluido de trabalho com o material do tubo, dos limites de operação e dos modelos existentes na literatura sobre os termossifões.
- ◆ No Capítulo 3 é desenvolvido um modelo para regime permanente, proposto para estimar o desempenho de termossifões aplicados a processos que envolvem altas temperaturas. Este modelo divide o termossifão em sete regiões e considera uma distribuição de temperatura na parede. As hipóteses da teoria de Nusselt para o filme de líquido são adotadas e a queda de pressão ao longo do núcleo de vapor do termossifão é analisada nas três regiões do tubo: condensador, seção adiabática e evaporador.
- ◆ No Capítulo 4 aborda-se o estudo experimental desenvolvido neste trabalho. A bancada experimental construída especialmente para esta tese é descrita, assim como o processo de fabricação dos tubos de mercúrio. Os processos desenvolvidos para o carregamento do fluido de trabalho são apresentados. A metodologia (procedimento) de testes adotada é também discutida.

- ◆ No Capítulo 5 são apresentados os resultados dos testes experimentais obtidos a partir dos termossifões de mercúrio. Uma análise desses testes é realizada, cujos resultados são comparados com o modelo proposto.
- ◆ No Capítulo 6 são apresentadas as conclusões deste trabalho e as propostas de futuros desenvolvimentos.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados alguns trabalhos envolvendo termossifões e tubos de calor (com meio poroso) desenvolvidos para alta temperatura, abrangendo tanto os aspectos mecânicos e quanto os fenômenos físicos. Os aspectos mecânicos abordam os materiais utilizados, o fluido de trabalho, estudos de compatibilidade entre fluido e material e algumas aplicações destes dispositivos. Os fenômenos físicos compreendem os limites de operação e os coeficientes de transferência de calor válidos para os fluidos e faixa de temperatura considerada (acima de 350 °C).

Apresentam-se, também, modelos analíticos e numéricos de termossifões, as quais servem como suporte para o modelo dos termossifões de altas temperaturas que será apresentado nesta tese.

No tema específico deste trabalho, sobre termossifões (sem meio poroso) em altas temperaturas, muito pouco foi encontrado na literatura afim.

2.1. - Aspectos Mecânicos do Termossifão em Alta Temperatura

As pesquisas sobre os aspectos mecânicos na área de tubos de calor e termossifões em altas temperaturas podem ser divididas basicamente em três linhas. A primeira se concentra no estudo do material para a faixa de temperaturas considerada; a segunda linha se concentra no estudo do fluido de trabalho e a terceira na compatibilidade deste fluido com o material do tubo. Estes três aspectos de projeto e construção, relevantes para termossifões em altas temperaturas, são abordados a seguir.

2.1.1 - O Material

Com poucas exceções, as temperaturas de operação dos equipamentos que utilizam tubos de calor e termossifões têm sido restritas a faixa de 250 K a 700 K, pois para termossifões na qual a faixa de operação é acima de 1100 K, os metais líquidos são necessários como fluidos de trabalho e as paredes devem ser construídas com metais refratários como tungstênio, molibdênio, tântalo e alguns tipos de aços, uma vez que suportam altas temperaturas. O uso destes materiais é aconselhado para aplicações espaciais, onde o ambiente de trabalho é vácuo e os custos de material e de fabricação não

se constituem em uma severa restrição. Por outro lado, o ambiente normalmente encontrado nas aplicações terrestres é altamente oxidante ou corrosivo para estes materiais, ao mesmo tempo em que os custos de fabricação são bastante significativos.

O maior obstáculo na recuperação de calor a altas temperaturas é a limitação dos materiais usados nas superfícies de trocadores de calor. Trocadores de calor fabricados a partir de aço inoxidável, por exemplo, têm a limitação de uso de 760 °C a 840 °C, enquanto as ligas fundidas usualmente operam até 982 °C (Stumpf, 1982). Em altas temperaturas de operação, todas as ligas metálicas têm a resistência mecânica reduzida e, portanto, seu uso é limitado a aplicações com baixas pressões. Dessa forma, trocadores de alta eficiência projetados para operar acima de 871 °C são preferencialmente fabricados de materiais cerâmicos. Os limites de temperatura de operação dos materiais utilizados em trocadores de calor são mostrados na Figura 2-1.

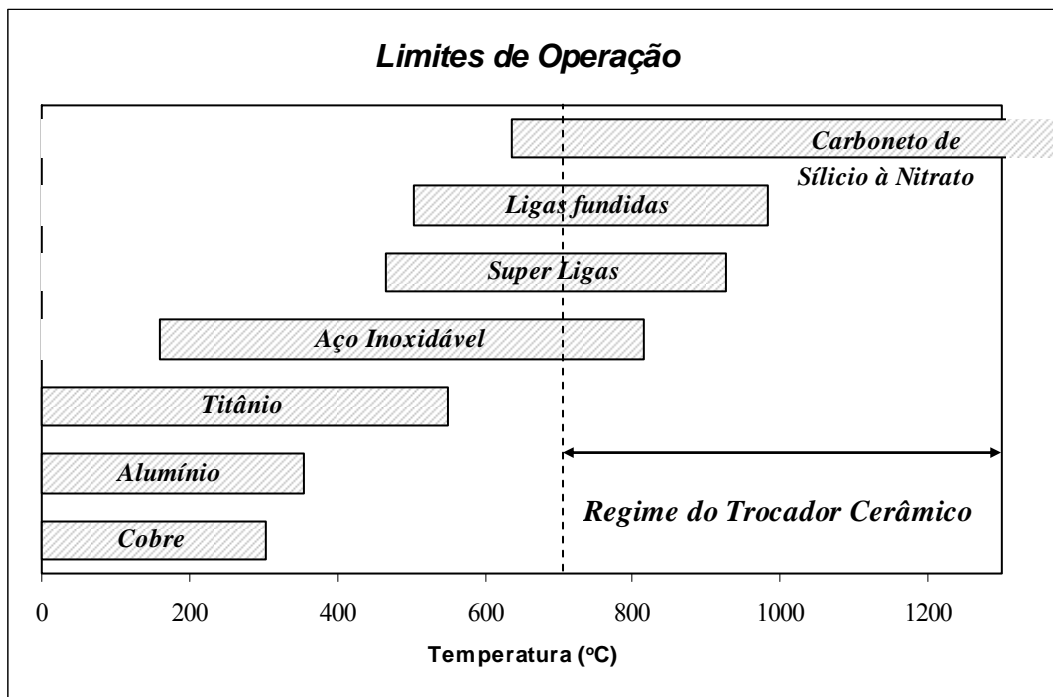


Figura 2-1 – Limite de operação dos materiais utilizados em trocadores de calor.

2.1.2 - O Material Cerâmico e o Tubo de Calor / Termossifão

Como já mencionado, uma alternativa para a fabricação de tubos de calor e termossifões que operam à alta temperatura, que tem merecido a atenção de pesquisadores em todo o mundo, é a construção de tubos utilizando material cerâmico. São duas as

vantagens principais: ser mecanicamente resistente à alta temperatura e apresentar boa resistência à corrosão e erosão, além do custo ser relativamente baixo.

Além dessas vantagens (o custo, a rigidez, a impermeabilidade e a estabilidade química), o material cerâmico tem a possibilidade de se ajustar ao coeficiente de expansão térmica do seu forro metálico de proteção, ao mesmo tempo em que apresenta compatibilidade química com este. Alumina e carboneto de silício são dois exemplos de materiais cerâmicos utilizados (Ranken *et al.*,1978) e podem ser obtidos a custos relativamente moderados. O carboneto de silício é particularmente atrativo por causa da alta resistência ao choque térmico, muito baixa volatilidade, capacidade de resistir a oxidação e redução (oposto da oxidação) atmosféricas a temperaturas que excedem 1527 °C. A alumina também possui uma boa resistência ao choque térmico, porém menor do que o carboneto de silício, e capacidade a resistir em atmosferas oxidantes a temperaturas que excedam 1477 °C.

Ranken *et al.* (1978) descreveram algumas características dos projetos de tubo de calor cerâmico a altas temperaturas. Estes autores discutiram em seu trabalho a proteção da parede interna do tubo pela deposição de uma camada metálica por vapor químico, para evitar a corrosão do tubo pela presença do metal líquido (alcalino), assim como pela aplicação da solda a altas temperaturas e de agentes de colagem para o tampão da extremidade do tubo. Duas combinações entre tubo e camada protetora foram estudadas por Ranken (1978): alumina/nióbio e carboneto de silício/tungstênio. Nota-se que a alumina e o carboneto de silício têm propriedades físicas e químicas diferentes. O sódio e o lítio foram utilizados como fluido de trabalho em ambos os casos.

Um tubo de alumina comercial com 99,8% de pureza e tendo como maior impureza o magnésio foi coberto com nióbio em um processo de depósito de vapor químico. A espessura da camada protetora de nióbio ficou na faixa de 0,1 a 0,3 mm, num tubo com 610 mm de comprimento e 25 mm de diâmetro externo, com 3 mm de espessura. Exames metalográficos da camada de nióbio revelaram uma boa aderência à alumina, sem rachaduras, cavidades, poros ou outros defeitos que possam causar falha na camada.

A fabricação de tubos impermeáveis de carboneto de silício é tradicionalmente mais difícil do que os de alumina. Foi utilizado depósito de vapor químico de tungstênio como camada protetora para este tipo de tubo cerâmico. As amostras do tubo foram submetidas a aquecimentos de 1495 K, 1605 K e 1875 K. O resultado da análise do microscópico eletrônico não detectou nenhuma percentagem de silício no tungstênio e no

carboneto de silício foi encontrada uma quantidade inferior a 750 ppm de tungstênio. O tungstênio é então uma barreira de reação adequada entre tubo de carboneto de silício e o metal alcalino. Foram realizados testes do contato direto entre o tubo de carboneto de silício e o lítio a temperaturas de 1605 K e 1708 K e observou-se um severo ataque do carboneto de silício pelo lítio.

Merrigan (1981) relatou a experiência do Laboratório Nacional de Los Alamos (Los Alamos, NM, EUA) em tubos de calor a altas temperaturas. O programa de “Los Alamos” envolve investigações de materiais, desenvolvimento de métodos de fabricação, testes de compatibilidade, operação e modelagem de condições de aplicação de tubos de calor cerâmicos baseado nas condições industriais. Tubos de calor cerâmicos, tubos refratários revestidos de cerâmica, tubos metálicos protegidos por óxido foram investigados, assim como também foram efetuadas análises econômicas baseadas em recuperadores de fornos industriais. Este pesquisador realizou inicialmente experimentos em tubos de calor de alumina devido à vantagem de ser um material de baixo custo e à possibilidade de operação segura sem uso de proteção metálica. O fluido de trabalho foi o sódio. Nenhum dos tubos testados sobreviveu ao choque térmico imposto no início de funcionamento (start-up). Dessa forma, novos testes com tubos de calor de alumina com tolueno como fluido de trabalho foram realizados em níveis mais baixos de temperatura (~149 °C), visando o seu uso em ambientes corrosivos. Neste caso, nenhum severo choque térmico capaz de danificar o tubo foi observado.

A primeira operação bem sucedida de Merrigan (1981) dos tubos de calor a alta temperatura foi observada para um tubo de carboneto de silício utilizando uma camada protetora de tungstênio. O fluido de trabalho foi o sódio, operando em ar e em gases de combustão a temperaturas de aproximadamente 927 °C. A máxima transferência de calor observada para um tubo de diâmetro de 19 mm foi de 2 kW. Após 100 h de operação e 30 ciclos com start-up a frio, o tubo foi seccionado e examinado para verificar a deteriorização e a presença de alguma reação. A espessura da zona de reação do sódio com tungstênio foi considerada aceitável.

Merrigan *et al.* (1982) utilizaram mais duas configurações na construção de tubos de calor de alta temperatura. Na primeira, um tubo de metal refratário (molibdênio) com revestimento cerâmico externo foi construído. O tubo de molibdênio apresentava 16 mm de diâmetro e 150 mm de comprimento, com revestimento de carboneto de silício numa faixa de 0,1 a 0,5 mm e uma camada intermediária de tungstênio de 0,1 mm, usado para

reduzir a formação do silicato de molibdênio na interface. Cinco tubos foram testados e destes, três tiveram a camada de revestimento danificada quando submetidos a um resfriamento com nível de temperatura de 1400 K. Os restantes foram colocados em forno a vácuo e submetidos a ciclos térmicos entre 300 e 1600 K por 40 minutos por ciclo. Após terem sobrevivido a seis ciclos foram removidos para um forno a gás onde foram expostos às chamas de gás a ciclos de intervalos de 30 minutos. Após trinta ciclos, os tubos foram seccionados para análise metalográfica; nenhuma evidência de separação entre o tubo e o revestimento interno foi encontrada e as zonas de reação foram mínimas.

Na segunda configuração testada, superfícies metálicas resistentes à oxidação para operação em faixas de temperaturas intermediárias foram utilizadas, nas regiões onde o material cerâmico poderia ser desnecessário. Uma revisão realizada por Merrigan *et al.* (1982) sugere o uso de ligas de alumínio-cromo-aço para operação em fluxos de gases oxidantes. Quando exposta a atmosfera oxidante com altas temperaturas, essas ligas desenvolvem camadas de óxido, que formam superfícies protetoras. Com isso, montou-se um tubo de calor a base de aço contendo 22% de cromo, 5,7% de alumínio e 0,5% de cobalto. Esta liga pode ser usada com sucesso em atmosferas oxidantes acima de 1625 K. O tubo operou com sódio num forno a aproximadamente 1200 K em período de 100 horas. Após este tempo, a superfície do tubo não mostrou deteriorização.

2.1.3 - Fluido de Trabalho e Carregamento

Os fluidos de trabalho utilizados em termossifões de altas temperaturas são os metais, que nesta faixa de operação se encontram na fase líquida. A temperatura deste fluido deve estar entre o ponto de fusão do metal e o ponto crítico, que é um dos critérios de seleção do fluido de trabalho. Do ponto de vista termodinâmico, o ponto crítico é definido pela temperatura e pressão crítica.

A Tabela 2-1 mostra alguns exemplos de metais utilizados como fluido de trabalho em termossifões e tubos de calor, relacionando-os ao seu ponto de fusão e ebulição, ao ponto crítico e a faixa de operação típica. Estes metais são escolhidos não só pelo adequado comportamento da pressão de vapor com a temperatura, mas por causa das suas propriedades térmicas como alta tensão superficial, alto calor latente de vaporização e baixa viscosidade. O sódio e o lítio, pertencentes ao grupo dos metais alcalinos (grupo 1A da tabela periódica), são exemplos usuais destes metais e abrangem uma faixa de temperatura entre 600 °C a 1800 °C.

O lítio particularmente tende a reagir quimicamente com o material cerâmico, necessitando de uma camada protetora. Isto pode ser feito usando depósito de vapor químico para forrar a parede interior do tubo cerâmico com uma camada relativamente fina de um metal refratário que possua compatibilidade química à alta temperatura com metais alcalinos (neste caso o lítio). (Ranken *et al.*, 1978)

Tabela 2-1 – Ponto de fusão e ebulição de metais líquidos à pressão atmosférica (1 atm).

Fluidos	Ponto de fusão	Ponto de ebulição	Ponto crítico	Faixa usual
Sódio*	98 °C	892 °C	2231 °C	600 a 1200 °C
Lítio*	179 °C	1340 °C	2950 °C	1000 a 1800 °C
Potássio*	62 °C	774 °C	1950 °C	500 a 1000 °C
Mercúrio**	-39 °C	357 °C	1477 °C	250 a 650 °C

* (Kovalenko *et al.*, 1995)

** (Bullerschen, K.-G. and Wilhelmi, H, 1991)

O mercúrio, por ser uma substância altamente tóxica, não tem despertado maior interesse para aplicações na indústria apesar de apresentar propriedades químico-físicas bastante interessantes. Na literatura, encontra-se o trabalho de Yamamoto *et al.* (1994), na qual tubos de calor e termossifões com mercúrio foram analisados.

O sódio é um elemento que requer muito cuidado em seu manuseio (principalmente em casos de vazamentos do termossifão), pois é altamente reativo com água e umidade, liberando gases extremamente inflamáveis. Zhang (2003) mostra que na primeira fase da reação com a água há uma intensa explosão. Porém a pressão não atinge o pico durante esta primeira fase, havendo assim, uma segunda fase, de reação lenta.

A Figura 2-2 mostra a explosão de um pedaço de sódio com 50 g a 175 g imerso em um depósito com água. Outras fotos e vídeos podem ser visualizados pelo site: <http://theodoregray.com/PeriodicTable/AlkaliBangs>



Figura 2-2 – Explosão de 50 g a 175g de sódio imerso em água.

O potássio, além de ser altamente reativo com água e umidade como o sódio, ainda forma misturas explosivas em contato com o ar já a temperaturas normais.

Como observado, estes metais requerem bastante cuidado no seu manuseio, o que torna o carregamento do termossifão um processo bem cauteloso. Faghri (1995) mostra um aparato para carregamento de tubo de calor com sódio, ilustrado na Figura 2-3. Neste processo, o carregamento é realizado com o sódio na fase líquida, aquecendo-se o aparato e o tubo de calor e utilizando-se gás inerte para evitar uma possível reação do sódio.

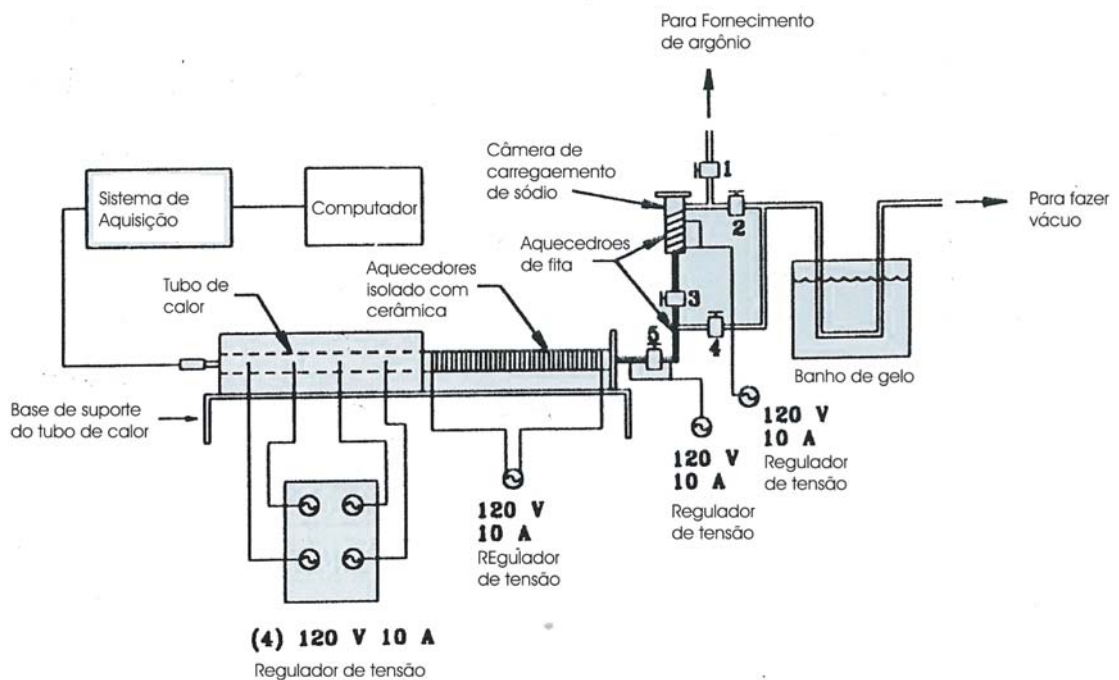


Figura 2-3 – Aparato de carregamento para tubo de calor de sódio (Faghri, 1995).

2.1.4 - Compatibilidade do Material ao Fluido de Trabalho

Uma importante consideração na fabricação do termossifão que opera em altas temperaturas é a compatibilidade do material do tubo com o fluido de trabalho. Uma reação química entre o fluido de trabalho e o material do tubo gera gases não condensáveis que prejudicam o funcionamento térmico de tubos de calor e termossifões. Além disto, pode ocorrer uma contínua degradação física do termossifão, como o resultado da decomposição do fluido de trabalho e da corrosão ou erosão da parede do tubo, que pode ocasionar uma perfuração do tubo causando vazamento do fluido de trabalho. Para o caso de termossifão de alta temperatura, deve-se tomar bastante cuidado com o vazamento do fluido devido a sua periculosidade.

Não existe ainda uma teoria definitiva que prediz a compatibilidade do material e fluido. Entretanto, Dunn e Reay (1978) e Chi (1976) apresentam alguns resultados de compatibilidade, para tubos de calor e termossifões em alta temperatura, que foram determinados empiricamente.

A Tabela 2-2 mostra a vida útil de tubos de calor e termossifões, em função da temperatura do vapor obtida nos testes e a duração de exposição dos tubos em ambientes corrosivos, até atingir um grau significativo de corrosão. O lítio, por exemplo, com termossifões de tungstênio com 26% de rênio podem durar vários anos operando a 1600 °C. Porém, quando opera em temperaturas de 1800 °C, observa-se uma grande corrosão após um ano, enquanto que a 1900 °C a sua vida útil é de um mês.

Tabela 2-2 – Dados de compatibilidade (testes de vida útil para tubo de calor/termossifão)
(Dunn e Reay, 1978).

	Material	Temp. Vapor [°C]	Duração[h]
Sódio	Hastelloy X	715	>33.000
	Aço inoxidável 316	771	>4.000
	Nióbio+1% Zircônio	850	>10.000
	Nióbio+1% Zircônio	1100	1.000
	Aço inoxidável 304 e 347	650-800	7.100
Potássio	Níquel	600	24.500
	Aço inoxidável 304 e 347	510-650	6.100
Lítio	Nióbio+1% Zircônio	1100	4.300
	Nióbio+1% Zircônio	1500	>1.000
	Nióbio+1% Zircônio	1600	132
	Tântalio	1600	17
	Tungstênio	1600	1.000
	Tungstênio+26%Rênio	830-1000	7.700

A Hughes Aircraft Co. (*apud* Dunn e Reay, 1978) através de exaustivo programa de vida útil de tubos de calor e termossifões recomenda o uso de aço inoxidável ou Inconel como materiais compatíveis para trabalhar com o sódio e o lítio, já o titânio não é recomendado para estes fluidos. É importante salientar que o tipo de aço inoxidável a ser utilizado depende da faixa de temperatura de operação.

2.1.5 - Os Termossifões do Presente Trabalho

A revisão dos aspectos mecânicos, envolvendo termossifões e tubos de calor que operam em alta temperatura, foi relevante para o desenvolvimento do presente trabalho, envolvendo a fabricação do termossifão utilizado nos testes em alta temperatura.

O fluido de trabalho utilizado, dentre os apresentados, foi o mercúrio. Este por sua manuseabilidade que facilita o processo de carregamento, que ocorre na fase líquida e na temperatura ambiente.

Os procedimentos de segurança para a manipulação tanto do mercúrio foram levantados junto aos fabricantes, com o apoio do Departamento de Química da UFSC e a Coordenadoria de Gestão Ambiental (GR), que adequou os procedimentos aos níveis de segurança de operação e recolhimento dos resíduos necessários.

Os termossifões com mercúrio, foram fabricados de aço inoxidável 316L e as dimensões nominais foram iguais as de Yamamoto *et al.* (1994), ou seja, 25,4 mm de diâmetro e 1,0 m de comprimento (ver Tabela 2-3 no próximo item). Optou-se pela utilização de um tubo metálico, em vez de um tubo cerâmico, pela praticidade da fabricação e pela dificuldade tecnológica que envolve o uso de cerâmica.

2.2. - Testes Experimentais de Tubo de Calor e Termossifão em Aplicações de Alta Temperatura

Em se tratando de um estudo experimental, uma pesquisa acerca de trabalhos experimentais de termossifões e tubos de calor aplicados em altos níveis de temperatura foi realizada. Esta pesquisa, mostrada a seguir, foi fundamental para a elaboração do aparato experimental do presente trabalho. Algumas aplicações também são enfatizadas, mostrando assim a importância destes dispositivos na indústria e na conservação de energia.

2.2.1 - Testes Experimentais Encontrados na Literatura

O primeiro trabalho sobre termossifão e/ou tubo de calor em alta temperatura foi realizado por Yamamoto *et al.* (1982). Estes autores verificaram a vida útil e o desempenho de tubos de calor de aço inoxidável utilizando sódio como fluido de trabalho. O evaporador com 265 mm foi submetido a temperaturas de 600, 650 e 700 °C por 1200 horas de operação, enquanto o condensador com 500 mm ficou exposto ao ambiente. Após 1200 horas, estes pesquisadores mediram o perfil de temperatura e verificaram que a resistência térmica total se mantinha em torno de 0,012 °C/W, para taxas de transferência de calor de 1,4, 1,8 e 2,2 kW, respectivamente. Os tubos possuíam um comprimento total de 1000 mm com 25 mm de diâmetro e espessura de 0,64 mm. Um cronograma do processo de montagem dos tubos adotado por Yamamoto *et al.* é mostrado na Figura 2-4. Este serve como base para a fabricação dos termossifões de altas temperaturas testados no decorrer deste trabalho.

Após o término de cada teste, cada tubo foi cortado para ser examinado com analisador micro raios-X e microscópico metalográfico. A superfície interna e o meio poroso dos tubos submetidos a 650 e 700 °C, ficaram cobertos com cristais de cromo, formando uma camada menor do que 1 µm. Já para os tubos submetidos a 600 °C, a parede interna e o meio poroso apresentaram uma pequena camada de corrosão. Apesar destes efeitos no resultado da análise dos tubos, considerou-se que a vida útil dos tubos de calor não foi afetada.

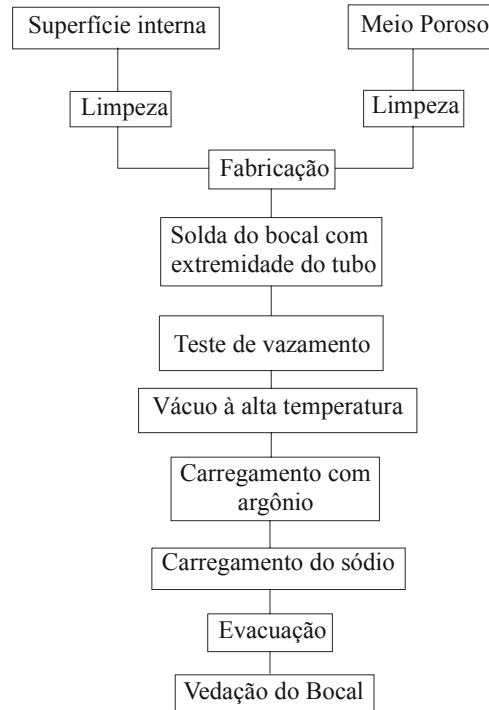


Figura 2-4 - Processo de limpeza de Yamamoto *et al.* (1982).

Yamamoto *et al.* (1994) realizaram um estudo experimental sobre tubo de calor e termossifão utilizando mercúrio (Hg) como fluido de trabalho. As especificações dos tubos são mostradas na Tabela 2-3.

Tabela 2-3 – Especificação para tubos de calor de Yamamoto *et al.* (1994).

Tipo	Dimensões (mm)	Meio Poroso	Quantidade de Hg (g)	Volume Hg por Volume Evap. (%)
A	$d_i = 25; L_t = 1000; t = 3,0$	Sem	817	80
B	$d_i = 25; L_t = 1000; t = 1,5$	Sem	740	60
C	$d_i = 25; L_t = 1000; t = 1,5$	com	1150	75

Os tubos foram submetidos a diferenças de temperatura variando entre 623 K (~350 °C) e 873 K (~600 °C). As medidas de temperatura permitiram obter um perfil de temperatura ao longo do tempo, sendo que os tubos atingiam regime permanente após 30 horas. Estes pesquisadores também geraram curvas do fluxo de calor no evaporador em função da diferença de temperatura dada por:

$$\Delta T_e = \left(T_{we} - \dot{Q} \ln(d_o/d_i) / (2\pi L_e k_w) \right) - T_{ev}, \quad (2-1)$$

onde T_{we} e T_{ev} são as temperaturas da parede e do vapor, respectivamente. Com estes dados, estes autores puderam determinar os coeficientes de troca térmica, tanto para a região do evaporador quanto para o condensador.

Estes autores observaram ainda dois comportamentos térmicos distintos para o evaporador: para baixos fluxos de calor, correspondente à $\Delta T_e < 10$ K, o fluxo de calor tende a valores constantes; já para altos fluxos de calor, correspondente à $\Delta T_e > 10$ K, este fluxo aumenta com o aumento de ΔT_e .

O coeficiente medido de transferência de calor na região do evaporador foi da ordem de $10 \text{ kW/m}^2\text{K}$, enquanto que o coeficiente na região do condensador foi da ordem de $3 \text{ kW/m}^2\text{K}$. Após a realização dos testes experimentais, Yamamoto *et al.* analisaram o material das seções internas do tubo tipo C (ver Tabela 2-3) e concluíram que a corrosão do metal no lado do evaporador é relativamente pequena. A corrosão no condensador foi bem inferior à observada no evaporador.

Reid *et al.* (1999) construíram um tubo de calor de molibdênio, utilizando lítio como fluido de trabalho. Eles testaram o tubo em uma orientação horizontal para demonstrar a capacidade operacional do transiente. Mediram a perda de calor radiativa do condensador, que chegou a atingir $3,2 \text{ kW}$, para uma temperatura aproximada de 1500 K . Isto correspondia a um fluxo de calor axial no evaporador de 2 kW/cm^2 e fluxo de calor radial no evaporador de 23 W/cm^2 . O tubo de calor foi capaz de passar do estado frio até 1400 K em 20 minutos e as tentativas em conseguir em menor tempo de início de operação (“start up”) resultaram no esgotamento do líquido perto da entrada do evaporador.

Park e Boo (2004) desenvolveram um aparato experimental para analisar o desempenho de tubos de calor utilizando sódio como fluido de trabalho. O aquecimento da região do evaporador foi realizado com um forno elétrico como mostrado no desenho ilustrativo da Figura 2-5.

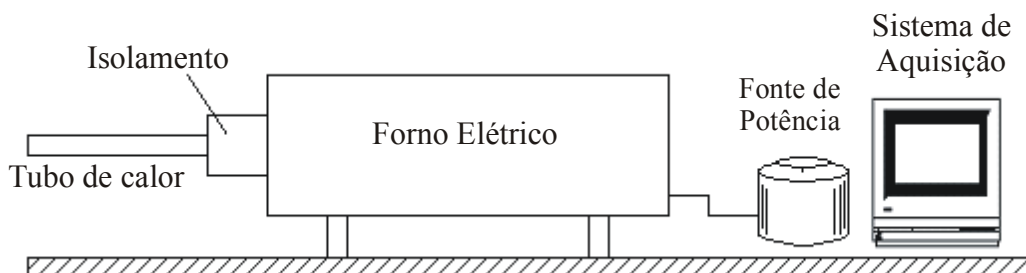


Figura 2-5 – Aparato experimental de Park e Boo (2004).

O tubo estudado por Park e Boo (2004) foi feito de aço inoxidável 316L, resistente a níveis de temperaturas de até 900 °C. Este tubo possui o comprimento do condensador, seção adiabática e evaporador de 300, 100 e 600 mm, respectivamente.

Utilizando os seus dados experimentais, Park e Boo (2004) analisaram a distribuição de temperatura nos tubos de calor, com meio poroso formado por malha de tela número 40 (conforme especificado na Tabela 2-4), em função da taxa de transferência de calor (0,5 a 2 kW), como ilustrado na Figura 2-6. Também calcularam o coeficiente médio de transferência do condensador (h_c) e do evaporador (h_e) em função do meio poroso (conforme especificação da Tabela 2-4) e do fluxo de calor aplicado, como mostrado na Figura 2-7. O gráfico da Figura 2-7 mostra que o coeficiente de transferência de calor do condensador tem um aumento mais significativo do que o do evaporador, quando se aumenta o fluxo de calor.

Tabela 2-4 – Especificação do meio poroso do tipo malha de tela (Park e Boo, 2004).

	Número da Malha		
	# 40	# 50	# 60
Malha por metro	1575	1969	2362
Diâmetro do fio (10^{-3} m)	0,18	0,14	0,14
Raio capilar (10^{-3} m)	0,32	0,25	0,21
Porosidade	0,766	0,773	0,727
Permeabilidade (10^{-9} m ²)	2,19	1,44	0,83

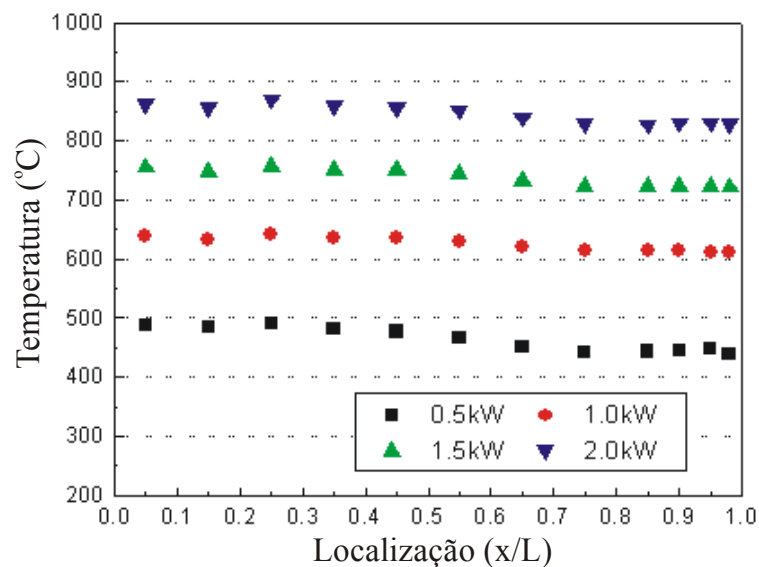


Figura 2-6 – Distribuição de temperatura do tubo de Park e Boo (2004) como função das taxas de transferência de calor.

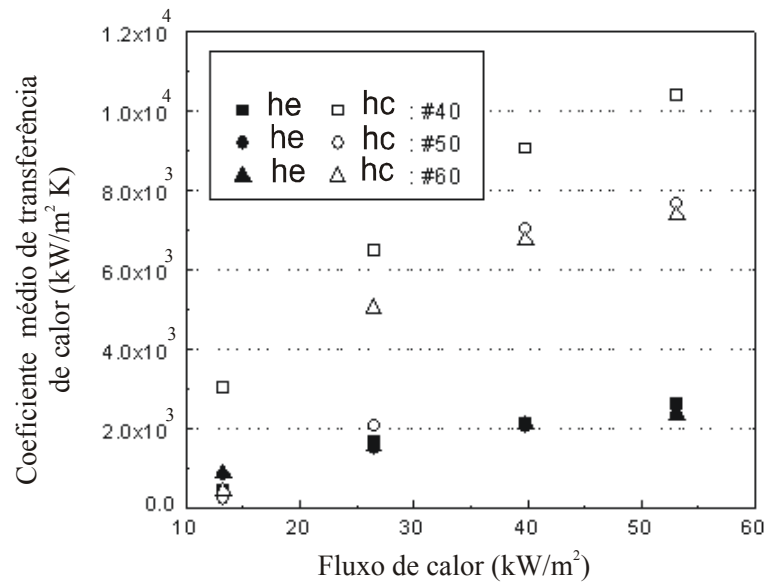


Figura 2-7 – Coeficientes de transferência de calor como função do meio poroso e fluxo de calor.

O trabalho experimental de Sukhatma e Rohsenow (1966) trata de fluidos de trabalho para termossifões que operam em alta temperatura (acima de 350 °C). Estes autores investigaram a discrepância que existe entre resultados teóricos e experimentais relativos à transferência de calor na condensação de vapor de metal líquido. Para isto desenvolveram um aparato experimental, mostrado na Figura 2-8, capaz de medir a espessura do filme de mercúrio condensado sobre um tubo maciço de níquel através da técnica de atenuação dos raios gama. A medição foi realizada em várias posições ao longo deste tubo maciço de níquel que está à temperatura constante e se encontra no interior de uma câmara de condensação com vapor de mercúrio, como visualizado na Figura 2-8.

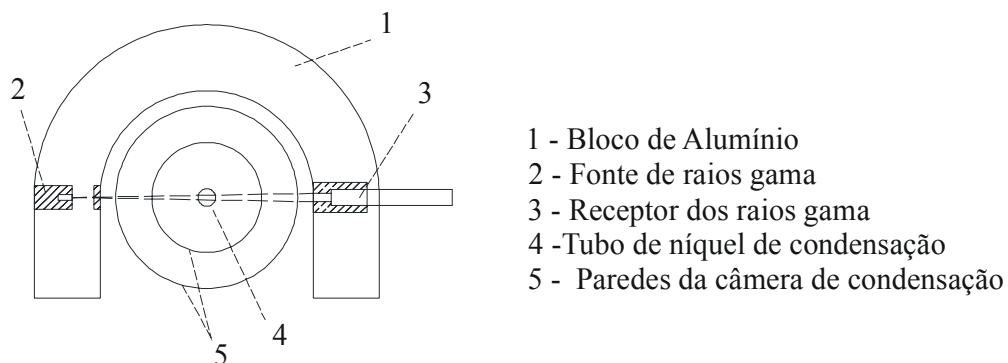


Figura 2-8 – Aparato experimental para medição de filme de líquido de Sukhatma e Rohsenow (1966).

O princípio deste método de medição consiste na leitura da quantidade de radiação gama irradiada (I_0) para o filme de condensado no tubo de níquel, na qual uma parte é absorvida ao atravessar estes dois materiais (filme de líquido e tubo de níquel). O coeficiente de absorção do mercúrio é vinte e cinco (25) vezes maior que o coeficiente do aço e que o do níquel. A intensidade (I_0) irradiada é então relacionada ao valor observado pelo receptor (I) através da relação:

$$I = I_0 e^{-\mu_t d_t}, \quad (2-2)$$

onde d_t é a espessura do material e μ_t é o coeficiente de absorção do material para uma energia particular.

A espessura do condensado de filme de líquido de mercúrio foi medido para fluxos de calor variando de 63049 W/m² a 551684 W/m². O valor médio da espessura variou de 0,0000254 m para o fluxo mais baixo até 0,0000635 m para o maior fluxo. Estes valores são próximos aos calculados pelos modelos de filme de líquido de Nusselt e Faghri (Faghri, 1995), descritos no Capítulo III deste trabalho de tese.

A resistência térmica do filme de líquido para o mercúrio também foi verificada por Sukhatme e Rohsenow (1966) na qual investigaram a diferença de temperatura entre uma superfície de níquel e o vapor na condensação de um filme de mercúrio à baixa pressão, sem a presença de gases não condensáveis. Concluíram que a resistência da interface entre o vapor-líquido é relativamente grande e que depende da pressão do vapor e do coeficiente de condensação (σ_c). Dados experimentais obtidos a partir do trabalho destes autores são mostrados na Tabela B-1 do Apêndice B.

2.2.2 - Uma Visão sobre o Aparato Experimental deste Trabalho de Tese

A bancada experimental desenvolvida neste trabalho de tese teve como base o aparato experimental desenvolvido por Park e Boo (2004) mostrado na Figura 2-5. Esta bancada (Park e Boo, 2004) é formada por um forno elétrico, um controlador de potência e um sistema de aquisição de dados, os mesmos componentes empregados na bancada deste trabalho. O forno foi projetado para atender os testes experimentais de termossifões com mercúrio como fluidos de trabalho. A bancada experimental será descrita detalhadamente no Capítulo 4

2.3. - Os Fenômenos Físicos

A compreensão dos fenômenos físicos que ocorrem internamente durante a operação de termossifões fechados é de fundamental importância para o desenvolvimento de modelos matemáticos e para o projeto de termossifões e equipamentos. De forma especial, serão abordados os fenômenos que ocorrem nos termossifões que operam em altas faixas de temperatura, como os limites de operação, os coeficientes de transferência de calor e considerações teóricas sobre o filme de líquido.

2.3.1 - Limites de Operação

Dunn e Reay (1978), na Figura 2-9 apresentam graficamente os quatro limites de transferência de calor: limite viscoso (V), limite de arrasto (E), limite sônico (S) e limite de ebulição (B) que determinam a máxima taxa de calor que um termossifão pode transportar.

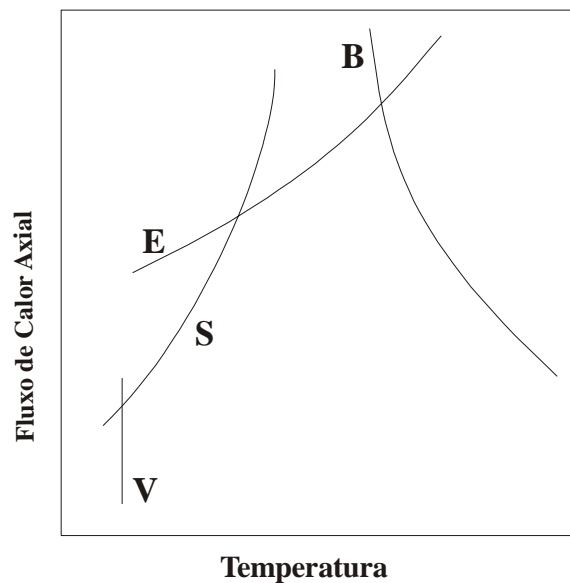


Figura 2-9 – Limites de operação do Tubo de Calor.

2.3.1.1 - Limite Sônico

O vapor, no núcleo do termossifão, pode acelerar até atingir a velocidade sônica pela adição de massa no evaporador. Se o fluxo de vapor atingir a velocidade sônica, este ficará **blocado**, isto é, uma diminuição na temperatura no condensador não terá nenhum efeito sobre a temperatura do evaporador. O limite sônico representa o transporte desse

vapor quando o fluxo de vapor tiver a velocidade limitada pela velocidade do som. Este limite é influenciado pelas dimensões do núcleo de vapor.

Dunn e Reay (1978) mostraram que o limite sônico pode ser dado por:

$$q_{\text{sônico}} = 0,474h_{lv}(\rho_v P_v)^{1/2}, \quad (2-3)$$

onde h_{lv} é a entalpia de vaporização, ρ_v é a densidade do vapor, P_v a pressão de vapor e $q_{\text{sônico}}$ é o fluxo axial de calor.

Pode-se observar na equação (2-3) que o limite sônico é facilmente atingido no início de funcionamento (start-up) dos termossifões que operam em altas temperaturas, pois na condição ambiente, a densidade e pressão (ρ_v e P_v , respectivamente) são baixas, limitando a capacidade de transporte de calor. À medida que o tubo for aquecendo e a pressão e a densidade do vapor forem aumentando será possível um maior fluxo de calor.

O limite sônico é particularmente relevante na performance de termossifões com metal líquido em faixas de temperaturas de operação mais baixas, devido à baixa densidade do vapor, como mostrado na Tabela 2-5 (Mills, 1995).

Tabela 2-5 – Limites Sônicos para Termossifões com metal líquido (Mills, 1995).

Temperatura de saída do evaporador	Limite de fluxo axial de calor sônico [kW/cm ²]			
	Césio	Potássio	Sódio	Lítio
400	1,0	0,5	-	-
500	4,6	2,9	0,6	-
600	14,9	12,1	3,5	-
700	37,3	36,6	13,2	-
800	-	-	38,9	1,0
900	-	-	94,2	3,9
1000	-	-	-	12,0
1100	-	-	-	31,1
1200	-	-	-	71,0
1300	-	-	-	143,8

2.3.1.2 - Limite Viscoso

Quando o termossifão é colocado em condições de baixa temperatura, a diferença da pressão de vapor entre a região do evaporador e do condensador pode ser muito pequena. Há casos que as forças viscosas são dominantes, e dessa forma, maiores que o gradiente de pressão imposto pelo campo de temperatura. Ocorrendo isto, o gradiente de

pressão na região de vapor pode não ser suficiente para gerar o fluxo e o vapor fica estagnado. Esta referida condição é dita como limite viscoso.

Investigações sobre o limite viscoso foram realizadas por Busse (*apud* Peterson, 1994). Assumindo um modelo bidimensional com vapor isotérmico comportando-se como gás ideal, este pesquisador verificou que a componente radial da velocidade tinha efeito significativo, e desenvolveu a seguinte equação para o fluxo axial de calor:

$$q_{viscoso} = \frac{r_v^2 h_v \rho_v P_v}{16 \mu_v L_{eff}}, \quad (2-4)$$

onde L_{eff} é o comprimento efetivo de um termosifão dado por: $L_{eff} = (L_e + L_c)/2 + L_a$, r_v é o raio do da região de vapor e μ_v é a viscosidade do vapor.

Um trabalho experimental, apresentado na “Engineering Science Data Unit (ESDU)” (Peterson, 1994), indicou que o fluxo de vapor pode ser limitado pelo gradiente de pressão que ocorre entre a saída do evaporador e a pressão mínima existente no condensador. Como resultado deste trabalho, uma relação entre a queda de pressão global ocorrendo na fase de vapor ΔP_v e a pressão absoluta na fase de vapor P_v foi usada para estabelecer um critério para evitar o limite viscoso:

$$\frac{\Delta P_v}{P_v} < 0,1. \quad (2-5)$$

2.3.1.3 - Limite de Arrasto e de Inundação

A interação entre o fluxo contracorrente de vapor e líquido, e a força cisalhante viscosa na interface líquido-vapor pode inibir o retorno do líquido para o evaporador. Quando isto ocorre, o termosifão atinge o limite de arrasto. Um aumento do fluxo de calor eleva a velocidade do vapor, que pode causar um fluxo de líquido instável. Na maioria dos casos, pode haver formação de ondas e a força cisalhante interfacial pode tornar-se maior do que a força de tensão superficial do líquido, resultando no arrasto de gotículas de líquido no fluxo de vapor para o condensador, conseqüentemente causando um substancial aumento na taxa de circulação de líquido. O arrasto de gotículas de líquido limita o fluxo axial de calor ($q_{arrasto}$).

O limite de arrasto torna-se dominante em termossifões com relações comprimento/diâmetro relativamente grandes. Segundo Brost (1996), o limite de arrasto para termossifões pode ser determinado pela seguinte equação:

$$q_{arrasto} = f_1 f_2 f_3 h_{lv} (\rho_v)^{0.5} [g (\rho_l - \rho_v) \sigma]^{0.25}, \quad (2-6)$$

onde σ é a tensão superficial, g é a gravidade, d_i o diâmetro interno do tubo e f_1 é função do número de Bond (Bo), definido como:

$$Bo = d_i \left[\frac{g (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{0.5}.$$

Para $Bo > 11$, $f_1 = 8,2$. f_2 é uma função do parâmetro adimensional de pressão (Kp): para $Kp \leq 4 \cdot 10^4$, $f_2 = Kp^{-0,17}$ e para $Kp > 4 \cdot 10^4$, $f_2 = 0,165$. Kp é dado por:

$$Kp = \frac{P_v}{[g (\rho_l - \rho_v)]^{0,5}}.$$

Já o coeficiente f_3 descreve uma relação entre o máximo fluxo de calor e a inclinação do termossifão. Para termossifões verticais, $f_3 = 1$.

Tien e Chung (1979), explorando os fenômenos físicos que regem o limite de arrasto em termossifões, desenvolveram uma equação adequada para determinação deste limite. A partir de uma analogia entre os fenômenos de arrasto e de inundação em sistemas de fluxo de vapor-líquido contracorrente, encontraram uma equação para a taxa de transferência de calor máxima do limite de arrasto ($\dot{Q}_{arrasto}$). Esta equação, que apresentou boa concordância com dados experimentais em diferentes condições de operação, é dada por:

$$\dot{Q}_{arrasto} = C_K^2 A_t h_{lv} [\rho_l^{-1/4} + \rho_v^{-1/4}]^{-2} [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{1/4}, \quad (2-7)$$

onde $C_K = \sqrt{3,2} \tanh(0,5Bo^{1/4})$ para $Bo \gg 1$ e A_t é a área da seção transversal do núcleo de vapor do termossifão.

T. Fukano *et al.* (1983) realizaram um estudo experimental sobre os limites de operação de um termossifão com ênfase no processo de arrasto. Notaram que, mesmo com a presença de arrasto significativo, o termossifão pode ainda operar. Entretanto, o aumento do fluxo de calor resulta em diferentes regimes, que dependem da taxa de calor imposta: limite de oscilação, limite total de oscilação, limite de “dryout” (secagem) e limite de ebulição. O fenômeno de oscilação foi observado em um tubo de diâmetro relativamente grande (2,09 cm), enquanto que, para um tubo de menor diâmetro (0,953 cm), nenhuma oscilação foi observada. Em vez disso, foram observados os limites de “dryout” e de ebulição.

Wallis (*apud* Faghri, 1995) prediz o limite de arrasto para termossifões através da correlação semi-empírica, que é caracterizada pelo balanço entre as forças de inércia e hidrostática. A correlação é dada por:

$$\dot{Q}_{arrasto} = A_t \frac{C_w^2 h_{lv} \sqrt{g d_i (\rho_l - \rho_v) \rho_v}}{\left[1 + (\rho_v / \rho_l)^{1/4}\right]^2}, \quad (2-8)$$

onde C_w é uma constante adimensional determinada empiricamente e é função da propriedade do fluido. Para a maioria dos casos, C_w está entre 0,7 e 1,0.

2.3.1.4 - Limite de Secagem (Dryout)

Há duas formas de se atingir o “dryout” (secagem) em um termossifão. A primeira ocorre em fluxo radial relativamente pequeno, quando o volume de enchimento do fluido de trabalho é muito pequeno e, dessa forma, não há quantidade de fluido de trabalho suficiente para se ter no termossifão uma circulação contínua de vapor e líquido condensado. Se a quantidade de fluido de trabalho é menor do que o mínimo necessário, o filme de líquido não consegue atingir a base do evaporador, resultando em uma secagem na região inferior do evaporador.

A segunda é atingida em fluxo de calor maior que o limite de arrasto, quando o filme de líquido não consegue atingir a piscina de líquido, pois há um grande arrasto do líquido do filme de volta ao condensador. Uma maior extensão desta região seca é chamada “dry patch” e pode ser formada no evaporador, como mostrado na Figura 2-10.

Em tubos verticais, a condição de “dryout” se forma antes do “dry patch”, logo acima da piscina de líquido, enquanto nos inclinados, o “dry patch” aparece primeiro ao longo da superfície superior do evaporador. Tanto o “dryout” como o “dry patch” aumentam a resistência térmica do evaporador quando sujeitos a um nível fixo de temperatura ou, aumentam gradativamente a temperatura da parede quando sujeitos a uma condição de fluxo de calor constante.

2.3.1.5 - Limite de Oscilação

O limite de oscilação ocorre em fluxos de calor mais elevados que o do limite de arrasto (Tien e Chung, 1979). A Figura 2-10 ilustra o fenômeno da oscilação.

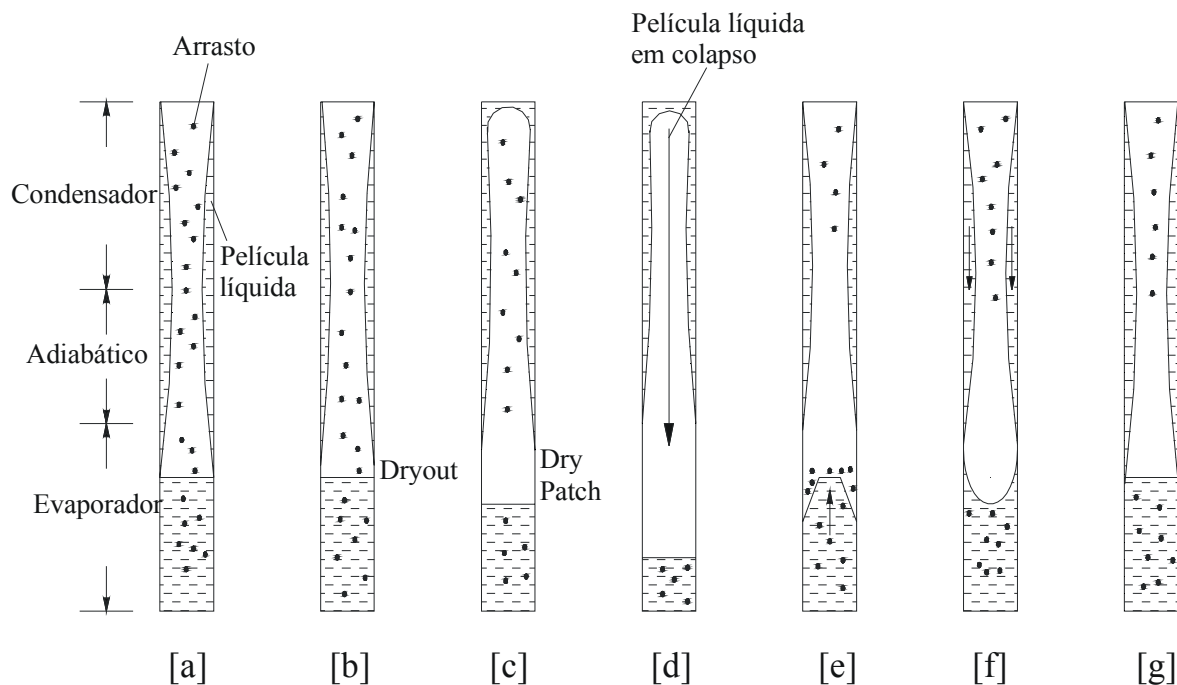


Figura 2-10 - Fenômeno da oscilação em um termossifão (Tien e Chung, 1979).

O fenômeno inicia com o arrasto das gotículas de líquido (Figura 2-10, [a]) para região do condensador, desenvolvendo uma região de “dryout” (secagem - Figura 2-10, [b]) no evaporador. Uma vez iniciado o “dryout”, a pressão do sistema cai um pouco de forma contínua devido à diminuição da taxa de evaporação. A região seca vai se propagando (“dry patch”) ao mesmo tempo em que uma película de líquido no topo do condensador é formada (Figura 2-10, [c]). Quando a pressão do topo do condensador é incapaz de suportar a película líquida, há um colapso da coluna de líquido (Figura 2-10, [d]). Dessa forma, a superfície da parede do evaporador é re-inundada e como a

temperatura da parede está muito alta, há uma violenta ebulição da piscina de líquido no evaporador causando um aumento da pressão de vapor (Figura 2-10, [e]). Por causa da alta velocidade do vapor, a película de líquido não consegue mover-se para baixo quando a coluna de líquido entra em colapso. A pressão de vapor só irá parar de crescer quando a taxa de condensação for maior que a taxa de evaporação, e isto acontece porque a pressão alta torna a condensação mais rápida. A película de líquido poderá então mover-se para baixo, quando a pressão começar a diminuir (Figura 2-10, [f]) e, finalmente, uma nova película líquida é formada e outra oscilação iniciará (Figura 2-10, [g]).

O limite total de oscilação é atingido a fluxos de calor mais elevados, quando nenhum amortecimento da oscilação é observado. Neste caso, as oscilações são persistentes e o sistema não retorna ao estado permanente de operação.

2.3.1.6 - Limite de Ebulição

O limite de ebulição é observado em termosifões com grande quantidade de fluido de trabalho e sujeitos a altos fluxos de calor na seção do evaporador. Este ocorre durante a transição da ebulição nucleada na piscina de líquido para a ebulição em película, sendo convencionalmente chamado de fluxo de calor crítico. Neste ponto, as bolhas de vapor geradas na piscina coalescem em uma película de vapor isolando a parede do tubo. Devido à baixa condutividade térmica do vapor, a temperatura da parede continua aumentando e pode atingir o ponto de fusão do material da parede do tubo.

O limite de ebulição é freqüentemente também chamado de “burn-out” e surge quando as condições de fluxo radial são constantes. Este limite para termosifões pode ser determinado por (Brost 1996):

$$q_{ebulição} = 0,12 h_{lv} \rho_v^{0,5} [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{0,25} \quad (2-9)$$

Gorbis e Savchenkov (*apud* Faghri, 1995) também propuseram uma correlação, para o fluxo de calor máximo do limite de ebulição em termosifões. A seguinte equação é válida para ângulos do tubo entre 0° (vertical) até 86°, razão de enchimento (volume do líquido / volume do evaporador - V_l / V_e) entre 0,029 e 0,6 e razão de gases não condensáveis (volume do gás não condensável / volume do condensador V_g / V_c) entre 0,006 e 1,0:

$$q_{\max} = q_{\text{crit}} C^2 \left[0,4 + 0,012 r_i \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}} \right]^2, \quad (2-10)$$

onde q_{crit} é o fluxo crítico de ebulição em piscina, dado por:

$$q_{\text{crit}} = 0,142 \sqrt{\rho_v} [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \text{ e}$$

$$C = A' \left(\frac{d_i}{L_c} \right)^{-0,44} \left(\frac{d_i}{L_e} \right)^{0,55} \left(\frac{V_l}{V_e} \right)^{n'} \xrightarrow{\text{para}} \left\{ \begin{array}{l} A' = 0,538; n' = 0,13 \text{ para } \frac{V_l}{V_e} \leq 0,35 \\ A' = 3,54; n' = -0,37 \text{ para } \frac{V_l}{V_e} > 0,35 \end{array} \right\}.$$

2.3.2 - Coeficientes de Transferência de Calor

Os meios de transferência de calor internos do termossifão envolvem os processos de condensação e evaporação de filme de líquido, assim como a ebulição na piscina. Na literatura técnica encontramos algumas correlações e considerações sobre o coeficiente de transferência de calor nestes processos citados, para a faixa de temperatura desejado neste trabalho de tese (acima de 350 °C). Estas correlações são apresentadas a seguir de acordo da região do tubo.

2.3.2.1 - Coeficientes de Transferência de Calor na Região do Condensador

Na literatura técnica encontram-se diversos estudos sobre condensação de vapor em filme de líquido, onde as espessuras e os coeficientes de transferência de calor são determinados. Este é o caso da teoria de Nusselt e do modelo de Faghri, que serão mostrados no Capítulo III. Outras abordagens, tanto analíticas como experimentais a respeito do coeficiente de transferência de calor de condensação, são descritas abaixo.

Koh *et al.* (1960) formularam uma solução exata para o coeficiente de transferência de calor envolvendo as duas fases (vapor e líquido) em uma condensação em filme laminar, como mostrado na Figura 2-11, incluindo a tensão de cisalhamento entre as fases. A partir de uma solução numérica das equações governantes, concluíram que a tensão de cisalhamento interfacial pode ser desprezada, para números de Prandtl do líquido maior que dez. Mostraram também que a tensão de cisalhamento possui um baixo valor para

Prandtl igual a 1,0. No caso de metais líquidos, que apresentam número de Prandtl pequeno (bem menor que a unidade), a tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor causa uma substancial redução no coeficiente de transferência de calor.

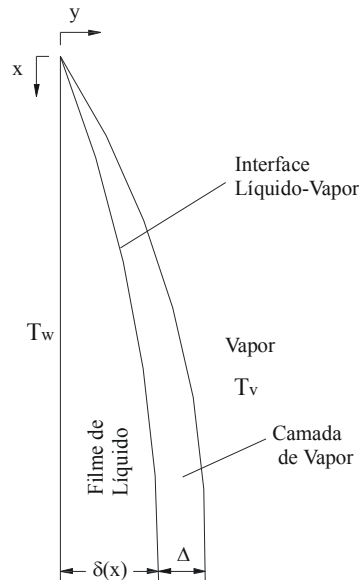


Figura 2-11 – Modelo físico de filme de líquido de Koh (1960).

Koh (1961) desenvolveu uma expressão algébrica para o coeficiente de transferência de calor a partir das complicadas equações diferenciais de camadas limite de duas fases, usando o método integral. Os resultados do coeficiente de transferência de calor foram comparados com a solução exata de Koh *et al.* (1960), para vários números de Prandtl, apresentando um desvio máximo de 5%.

Chen (1961) também resolveu as equações de camada limite de quantidade de movimento e energia para um filme laminar condensando em uma parede vertical, com o mesmo modelo físico de Koh (1960) mostrado na Figura 2-11. Os perfis de velocidade e de temperatura foram obtidos através do método de perturbação e da modificação das equações integrais de camada limite. Assim como no trabalho de Koh *et al.* (1960), verificou que a tensão de cisalhamento possui altos valores para os metais líquidos que tem o número de Prandtl menor que 0,3. Concluiu também que, para número de Prandtl entre 1,0 e 10,0, o coeficiente de transferência de calor é maior que o previsto pela teoria de Nusselt, enquanto que para os metais líquidos ($Pr < 0,3$), o coeficiente de transferência de calor é menor que o previsto por Nusselt.

Chen (1961) propôs uma equação para o coeficiente de transferência de calor. Esta equação é função do número de Prandtl do líquido ($Pr_l = c_{pl} \cdot \mu_l / k_l$) e do número de Jacob ($Ja = c_p (T_w - T_{sat}) / h_{fg}$), sendo válida para Ja menor que 2,0 e para o grupo adimensional Pr_l / Ja maior que 0,05. Esta equação é a seguinte:

$$h_c = h_{Nusselt} \left[\frac{1 + 0,68Ja + 0,02 Ja^2 / Pr_l}{1 + 0,85 Ja / Pr_l - 0,15 Ja^2 / Pr_l} \right]^{1/4} \quad (2-11)$$

Nesta equação, considera-se que o movimento ascendente do vapor afeta o filme de líquido através da tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor. O vapor arrasta algum líquido, reduzindo a velocidade do líquido na interface e, conseqüentemente, aumentando a espessura do filme, reduzindo conseqüentemente o coeficiente de transferência de calor.

Sukhatme e Rohsenow (1966) verificaram que os valores do coeficiente de transferência de calor de filme de líquido para alguns metais, como mercúrio, sódio, rubídio e cádmio, são sempre menores, algumas vezes até em duas ordens de grandeza, do que o previsto pelo modelo teórico de Nusselt. No trabalho experimental com o mercúrio, analisaram a resistência da interface do líquido-vapor na condensação à baixa pressão e sobre uma superfície de níquel, sem a presença de gases não condensáveis. Concluíram que a resistência da interface entre o vapor-líquido é relevante e que depende da pressão do vapor e do coeficiente de condensação (σ_c). O coeficiente de condensação representa a fração de moléculas que colidem com a superfície que realmente irão condensar. Este coeficiente (σ_c) é detalhado no Capítulo 3.

Bejan (1993) verificou, através de análise das ordens de grandeza dos diversos parâmetros envolvidos no fenômeno de transferência de calor em filme de líquido, a importância dos efeitos de inércia, os quais são diretamente proporcionais ao número de Prandtl. Este autor concluiu que a análise de Nusselt só é válida para os casos onde os efeitos de inércia são desprezíveis. Bejan definiu da seguinte forma o número de Prandtl do filme (Pr_{filme}):

$$\text{Pr}_{\text{filme}} = \frac{\text{Pr}_l(1 + Ja)}{Ja} \approx \frac{\text{Pr}_l}{Ja}. \quad (2-12)$$

Este parâmetro, para números de Prandtl inferiores a 0,3 serve, como o fator de correção para o coeficiente de transferência de calor proposto por Nusselt.

Hewitt (*apud* Azevedo, 2000) ainda propôs um novo fator de correção, válido para o caso em que a temperatura média do vapor se encontra acima da temperatura de saturação. Este fator é apresentado na equação a seguir já multiplicado pelo h_{Nusselt} , dado por:

$$h_c = h_{\text{Nusselt}} \left(1 - c_{pv}(T_v - T_{\text{sat}})/h_{lv}\right)^{1/4}. \quad (2-13)$$

O coeficiente de transferência de calor é reduzido neste caso, pois o vapor necessita ser arrefecido antes de condensar na superfície exterior do filme.

Mantelli *et al.* (1999) apresentaram um estudo comparativo entre diferentes correlações e modelos para o coeficiente de transferência de calor de condensação, aplicados a termossifões. Também apresentaram medições de coeficientes de transferência de calor para uma condensação com características similares às correlações obtidas a partir da literatura afim. Dentre as correlações comparadas, a seguinte correlação de Kaminaga (Mantelli *et al.*, 2004) mostrou ser uma das mais precisas:

$$h_c = 25 \text{Re}_{fc}^{0,25} \frac{\text{Pr}_l^{0,4} k_l}{d_i}, \quad (2-14)$$

onde Re_{fc} é o número de Reynolds do filme de líquido de condensação, dado por:

$$\text{Re}_{fc} = \frac{4\dot{Q}_c}{\pi d_i h_{lv} \mu_l}. \quad (2-15)$$

2.3.2.2 - Coeficientes de Transferência de calor na Região do Evaporador

Devido às características observadas a partir de experimentos com outros fluidos de trabalho em invólucros de vidro, acredita-se que a ebulição nucleada seja o processo de transferência de calor dominante na piscina de líquido em termossifões. Dois modelos podem ser testados para este caso: Shiraishi et. al (Ong, 2003 ou Farsi *et al.*, 2003) e Rohsenow (Holman, 1983), dada pelas equações a seguir, respectivamente:

$$h_{ep} = 0,32 \left[\frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} c_{pl}^{0,7} g^{0,2}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}} \right] \left(\frac{P_{sat}}{P_{atm}} \right)^{0,23} q_e^{0,4} \quad (2-16)$$

e

$$h_{ep} = \frac{q_e^{2/3}}{\frac{C_{sf} h_{lv}}{c_{pl}} \left\{ \frac{1}{h_{lv} \mu_l} \left(\frac{\sigma}{g[\rho_l - \rho_v]} \right)^{1/2} \right\}^{0,33} Pr_l^s}, \quad (2-17)$$

onde $s=1,0$ para água e $1,7$ para outros fluidos e C_{sf} é a constante da equação de Rohsenow, obtida a partir de dados experimentais. Para algumas situações, valores de C_{sf} sugeridos por Piro (1999) podem ser utilizados.

Alguns aspectos da nucleação em piscina em metais líquidos são significativamente diferentes dos fluidos não-metálicos. Os metais líquidos possuem uma maior condutividade térmica na fase líquida e, conseqüentemente, podem transferir mais calor para a interface vapor-líquido da bolha. Dessa forma, há um crescimento rápido da bolha (Carey, 1992).

Embora o crescimento de bolhas seja rápido, o período entre a formação de uma bolha e outra são maiores nos metais líquidos. Quando uma bolha parte, há uma rápida reposição de fluido, provocando um maior resfriamento local da temperatura da parede. Este resfriamento é maior para fluidos metálicos do que para os não-metálicos, pois para metais líquidos valor numérico no produto $k_l \rho_l c_{pl}$ é maior. Esta queda de temperatura localizada resulta em frequência de bolhas muito menores (Carey, 1992).

Subbotin *et al.* (*apud* Carey, 1992) propôs a seguinte correlação para transferência de calor em piscina que melhor se ajustou a dados experimentais de metais líquidos tais como potássio, sódio e cézio:

$$h_{ep} = C_s \left(q^{2/3} \right) \left(\frac{k_l h_{lv} \rho_l}{\sigma T^2} \right)^{1/3} \left(\frac{P_l}{P_c} \right)^s, \quad (2-18)$$

onde $C_s = 8,0$ e $s = 0,45$ para $P_l/P_c < 0,001$ e, $C_s = 1,0$ e $s = 0,15$ para $P_l/P_c \geq 0,001$, $T = (T_{sat} + T_w)/2$ [K], P_c é a pressão crítica do fluido e P_l a pressão do líquido em contato com a superfície aquecida.

Ratiani (*apud* Bullerschen, K.-G. e Wilhelmi, H., 1991) citou a seguinte correlação válida para uma larga variedade de fluidos, incluindo fluidos orgânicos e metais líquidos:

$$h_{ep} = \frac{0,007 k_l}{r_n} \left(\frac{q r_n^2 h_{lv} \rho_g}{\sigma T_{sat} k_l} \right)^{7/10} \left(\frac{\rho_l \sigma T_{sat} c_{pl}}{h_{lv}^2 \rho_g^2 r_n} \right)^{1/4} \left(\frac{r_n P^{1/2} (\rho_g^{-1} - \rho_l^{-1})^{1/2}}{\mu_l / \rho_l} \right)^{1/4}, \quad (2-19)$$

onde r_n é o raio do sítio de nucleação igual a 20×10^{-6} m, característico de superfícies industriais e T_{sat} é dado em grau Kelvin.

Para o caso do sódio, Shevchuk et al (1999) propõe correlações para o coeficiente de transferência de calor em ebulição em piscina de sódio, dada pelas seguintes equações, em presença de gás inerte e em presença do próprio vapor, respectivamente:

$$h_{ep} = 4,21 q_e^{2/3} \quad e \quad (2-20)$$

$$h_{ep} = 3,15 q_e^{2/3}. \quad (2-21)$$

Mantelli *et al.* (1999) compararam várias correlações propostas na literatura com dados experimentais obtidos de termossifões, e concluíram que, para números de Reynolds elevados, a correlação de Gross é a que melhor prediz o coeficiente de transferência de calor experimental do evaporador, dada por:

$$h_e = 0,925 f_d \left(\frac{Re_{fe}}{4} \right)^{-1/3} \left[\frac{\mu_l^2}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v)} \right]^{-1/3} k_l, \quad (2-22)$$

onde Re_f é o número de Reynolds de evaporação do filme de líquido e f_d é o parâmetro que leva em conta a influência do diâmetro interno do tubo, dados respectivamente por:

$$Re_{fe} = \frac{4Q_e}{\pi d_i h_v \mu_l} \quad \text{e} \quad f_d = \begin{cases} 1 - 0,67 \frac{d}{20} & \text{para } 6\text{mm} < d_i \leq 20\text{mm} \\ 0,33 & \text{para } d_i > 20\text{mm} \end{cases}$$

2.3.3 - Considerações teóricas sobre o filme de líquido

A condensação do vapor pode ser descrita como homogênea, pelicular ou goticular. Na condensação homogênea, o vapor se condensa como gotículas suspensas numa fase gasosa e forma uma névoa. Já as condensações pelicular e goticular são resultantes do contato entre o vapor e uma superfície mais fria. A pelicular é aquela na qual uma película de líquido é formada e cobre inteiramente a superfície de condensação, escorrendo por ação da gravidade pela superfície. Na condensação goticular, gotículas formam-se em rachaduras, em pequenas depressões, em cavidades da superfície e podem crescer e coalescer durante a condensação.

No caso do termossifão, a condensação presente é a pelicular. Um esquema do modelo físico da película de líquido adotado neste trabalho é mostrado na Figura 2-12 (a), na qual se pode observar o perfil de temperatura deste filme de líquido. Considera-se que a temperatura varie linearmente, a partir da temperatura da parede (T_w) até a temperatura da interface líquido-vapor do filme ($T_{f,v}$), considerada igual a temperatura do vapor (T_v), correspondente à temperatura de saturação na pressão de vapor (P_v). Neste caso, apenas a resistência térmica através do filme de líquido é considerada.

De modo geral, modelo físico da condensação pelicular é representado na Figura 2-12 (b), na qual a película (filme de líquido) está em contato com outros gases não condensáveis. Dessa forma, as resistências térmicas envolvidas no processo de transferência de calor da película são: (I) resistência da interface sólido-líquido; (II) resistência devida à espessura da película; (III) resistência devida à interface líquido-vapor; (IV) resistência devida à presença dos gases não condensáveis na região do vapor conforme Sukhatme e Rohsenow (1966). Este conjunto de resistências leva a distribuição de temperaturas apresentada nesta figura.

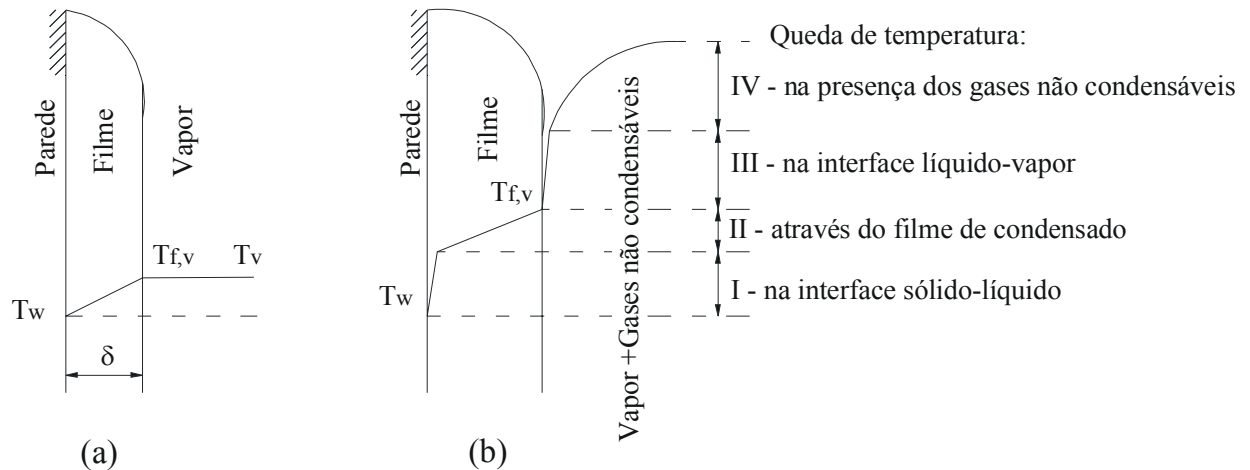


Figura 2-12 - Diagrama dos perfis de temperatura no filme de condensado.

No perfil da Figura 2-12 (b), nota-se uma rápida diminuição de temperatura nas vizinhanças da superfície sólida. Este comportamento de rápida variação de temperatura na interface entre o sólido e líquido também é observado nos processos de ebulição saturada em vaso aberto. Esta variação brusca de temperatura ainda ocorre na interface entre líquido e vapor do filme de líquido, tanto na condensação como na evaporação, e são inerentes aos processos de transferência de calor com mudança de fase.

Na condensação do vapor saturado e puro do filme de líquido, a transferência de massa na interface é dada pela diferença de duas quantidades: a taxa de chegada de moléculas do vapor para interface e a taxa de partida de moléculas da superfície do filme para o vapor. Durante a evaporação o fenômeno é inverso e, no estado de equilíbrio, estas duas quantidades são iguais. Esta consideração foi adotada por Schrage (*apud* Sukhatme and Rohsenow, 1966). Segundo Schrage, a taxa do fluxo de moléculas atravessando a interface pode ser calculada a partir da equação de Maxwell-Boltzmann, dada por:

$$m \frac{N}{A} = \left(\frac{M}{2\pi R} \right)^{1/2} \frac{P}{T^{1/2}}, \quad (2-23)$$

onde m é a massa de cada molécula, N/A é o fluxo de moléculas, M é a massa molecular, R é a constante universal dos gases e T é a temperatura em Kelvin. Estes autores demonstram que, se as moléculas de vapor se direcionam diretamente para a interface com velocidade V_y , então $\dot{m}/A = \rho V_y$, resultando em:

$$m \frac{N}{A} = \left(\frac{M}{2\pi R} \right)^{1/2} \frac{P}{T^{1/2}} \Upsilon, \quad (2-24)$$

onde $\Upsilon = e^{-\phi^2} + \phi\pi^{1/2}(1 + \text{erf}(\phi))$ e $\phi = V_y / (2RT/M)^{1/2} = \dot{m} / A\rho(2RT/M)^{1/2}$.

Nem todas as moléculas que se chocam com a interface líquido-vapor irão se condensar. Dessa forma, define-se o coeficiente de condensação (σ_c) como a relação entre o número de moléculas absorvidas pela fase líquida pelo número de moléculas que colidem sobre a fase líquida. Para coeficientes de condensação menores que uma unidade, a condensação é incompleta e algumas moléculas não serão absorvidas pela fase líquida. Para coeficientes iguais a um, ocorre uma completa condensação.

Semelhantemente, pode-se definir o coeficiente de evaporação (σ_e) como a fração do número de moléculas emitidas pela fase de líquido que são efetivamente transferidas para fase de vapor. A evaporação é incompleta para coeficientes de evaporação menores que a unidade, ou seja, algumas moléculas emitidas da fase de líquido não permanecem na fase de vapor. Um coeficiente de evaporação igual a 1,0 representa uma perfeita evaporação, onde todas as moléculas emitidas a partir da fase líquida permanecem na fase de vapor. O processo de condensação e evaporação pode ser visualizado através da Figura 2-13.

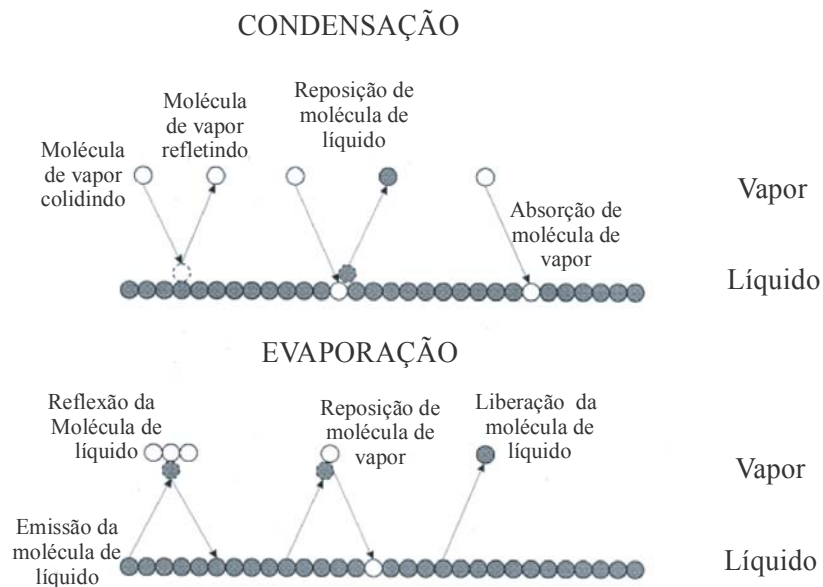


Figura 2-13 – Ilustração do processo de condensação e evaporação na interface líquido-vapor.

Conseqüentemente, o fluxo de massa que atravessa a superfície, utilizando as equações (2-23) e (2-24), é expresso como segue:

$$\frac{\dot{m}}{A} = \left(\frac{M}{2\pi R} \right)^{1/2} \left\{ \sigma_c \Upsilon \frac{P_v}{T_v^{1/2}} - \sigma_e \frac{P_{f,v}}{T_{f,v}^{1/2}} \right\}. \quad (2-25)$$

No equilíbrio $T_v = T_{f,v}$ (em Kelvin), $P_v = P_{f,v}$, $\phi = 0$, $\Upsilon = 1$ e $\sigma_c = \sigma_e$. Numa condição de não equilíbrio e considerando $\sigma_c = \sigma_e$, a equação (2-25) tem a forma que segue:

$$\frac{\dot{m}}{A} = \sigma_c \left(\frac{M}{2\pi R} \right)^{1/2} \left\{ \Upsilon \frac{P_v}{T_v^{1/2}} - \frac{P_{f,v}}{T_{f,v}^{1/2}} \right\}. \quad (2-26)$$

A equação (2-26) pode ser simplificada, usando-se a relação de Clausius-Clapeyron (Silver e Simpson *apud* Sukhatme e Rohsenow, 1966), resultando em:

$$\frac{\dot{m}}{A} = \left(\frac{\sigma_c}{2 - \sigma_c} \right) \left(\frac{2}{\pi} \right)^{1/2} \left(\frac{M}{R} \right)^{3/2} \frac{P_v h_{lv}}{T_v^{5/2}} (T_v - T_{f,v}). \quad (2-27)$$

Segundo Sukhatme e Rohsenow (1966), muitos experimentos foram realizados para determinar o valor do coeficiente de condensação. Para a maioria das substâncias testadas, o valor encontrado foi muito menor do que a unidade. As experiências mostram que, quanto mais pura for a substância, maior é o valor de σ_c . No caso do mercúrio, Hertz (*apud* Sukhatme e Rohsenow, 1966) obteve o valor de 1/9. Este mesmo valor foi obtido por Knudsen (*apud* Sukhatme e Rohsenow, 1966). Por outro lado, Volmer e Estermann (*apud* Sukhatme e Rohsenow, 1966) obtiveram um valor próximo de 1,0.

Sukhatme e Rohsenow (1966) também analisaram a magnitude da queda de temperatura na interface do filme para água, mercúrio e sódio, como mostrado na Tabela 2-6. O cálculo foi realizado utilizando a equação (2-26) ou (2-27), admitindo-se uma queda de temperatura através do filme de 2,8 °C e para comprimento de 0,1524 m. Estes autores realizaram também testes experimentais para a medição da espessura do filme de líquido do condensado de mercúrio. Para um fluxo de calor variando entre 63 kW/m² e 551

kW/m^2 , encontraram uma faixa para a espessura do filme entre $2,54 \times 10^{-5}$ m para o fluxo mais baixo e $6,35 \times 10^{-5}$ m para o fluxo mais alto.

Tabela 2-6 – Queda de temperatura na interface líquido-vapor para $(T_{f,v} - T_w) = 2,78$ °C conforme Sukhatme e Rohsenow (1966).

Fluido	Valor assumido de σ_c	Diferença $(T_v - T_{f,v})$ [°C] na pressão de			Fluxo de massa teórico (Nusselt)
		101 kPa	13,3 kPa	1,33 kPa	
Água	1,0	0,002	0,006	0,056	0,0107 kg/s.m ²
	0,04	0,056	0,389	2,667	
Mercúrio	1,0	0,167	0,889	5,556	1,5122 kg/s.m ²
	0,1	3,278	16,444	Pressão abaixo do valor min.	
Sódio	1,0	0,333	1,556	10,0	0,3391 kg/s.m ²

O resultado da Tabela 2-6 mostra que, para qualquer fluido em condições de baixa pressão ou baixo valor de σ_c , a resistência interfacial representada pela queda $(T_v - T_{f,v})$ pode tornar-se significativa. Observa-se também que na mesma pressão e mesmo valor de σ_c a queda $(T_v - T_{f,v})$ é maior para os metais líquidos. Supostamente, isto seria devido o fato dos metais líquidos possuírem maior temperatura de saturação e maior condutividade térmica.

Segundo Stephan (1992), a resistência térmica da interface líquido-vapor na condensação é associada à cinética molecular. Dessa forma, na interface, a resistência térmica é inversamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor $h_{l,L-V}$. Supondo-se o vapor como um gás ideal, a seguinte equação é provada:

$$h_{l,L-V} = \frac{2\sigma_c}{2 - \sigma_c} \left(\frac{M}{2\pi RT_v} \right)^{1/2} \frac{h_v^2 P_v M}{RT_v^2}, \quad (2-28)$$

onde M é massa molecular, R a constante universal dos gases, T_v é a temperatura do vapor em grau Kelvin.

Stephan (1992) indica que o coeficiente de condensação de metais líquidos é aproximadamente igual a unidade para pressões suficientemente baixas, isto é, inferior a 0,00384 bar. Para pressões entre 0,00384 bar e 1,0 bar, o coeficiente de condensação pode ser expresso por:

$$\sigma_c = 0,062 P_v^{-0,5}, \quad (2-29)$$

onde P_v a pressão de vapor em bar.

Para a água, Marek e Straub (2001) apresentaram duas correlações do coeficiente de condensação desenvolvidas por Finkelstein e Tamir e por Komnos, dadas respectivamente por:

$$\sigma_c = 5,9083 \cdot 10^{-3} \left(\frac{P}{P_o} \right)^{-1,3686} \quad (2-30)$$

e

$$\sigma_c = 0,05 \frac{\nu_v}{\nu_v(P_o = 1 \text{ bar})} (P \leq 70 \text{ bar}), \quad (2-31)$$

onde ν_v é o volume específico do vapor e P_o é a pressão de referência de 1,0 bar.

2.3.4 - Os Fenômenos Físicos e o Presente Trabalho

A revisão sobre os fenômenos físicos foi de grande relevância neste trabalho, formando uma base acerca dos fenômenos que poderiam comprometer o bom funcionamento do termossifão. Este é o caso dos limites de operação que foram calculados e respeitados ao longo de todos os testes experimentais realizados.

Os coeficientes de transferência de calor serão calculados e comparados entre si e com o coeficiente de transferência de calor experimental. Para ser possível a determinação do coeficiente de transferência de calor experimental, alguns termossifões foram fabricados com um tubo interno e passante nos dois extremos do termossifão, com diâmetro bem inferior ao do termossifão.

No modelo que é proposto neste trabalho, considera-se que a condensação do vapor em filme de líquido é completa, ou seja, o coeficiente de condensação (σ_c) é considerado igual a 1,0 e, conseqüentemente, a diferença de temperatura entre interface e vapor do filme não é significativa, sendo assim desprezada. Este coeficiente de condensação deve ser ainda mais investigado para aplicação em termossifões, pois a presença de gases não condensáveis reduz severamente a taxa de condensação (Rohsenow *et al.*, 1998)

2.4. - Modelos Analíticos e Numéricos para Termossifões

Dentre os objetivos deste trabalho se considera a elaboração de um modelo para simular o desempenho dos termossifões que operam com os metais líquidos, como o sódio e o mercúrio. Grande parte dos trabalhos encontrados na literatura empregada, envolvendo dispositivos que utilizam metal como fluido de trabalho, envolvem tubos de calor, ou seja, dispositivos recobertos internamente com meio poroso. Nesta seção serão apresentados alguns dos raros estudos envolvendo modelos matemáticos que predizem o comportamento de termossifões, não necessariamente que envolvem o uso de metais líquidos. Serão apresentados os trabalhos de Reed (1985), Reed *et al.* (1987) e Storey (2003).

Reed (1985) e Reed *et al.* (1987) apresentam um modelo analítico da performance térmica de um termossifão. O modelo é baseado em formulações de balanços de massa, momento e energia para o vapor e para o filme de líquido, em várias seções do termossifão. As equações são adimensionalizadas, de forma a se tornarem mais compactas, facilitando a obtenção da solução. A proposta do modelo é determinar as características de operação do dispositivo, como a espessura do filme de líquido, a vazão mássica e a temperatura do vapor, assim como prever os limites de operação de secagem (“dry-out”) e de inundação (“flooding”). Tanto o regime transiente quanto o permanente são analisados. Uma análise diferencial do transiente da condensação de filme laminar sobre placa vertical é desenvolvida para verificar a incerteza da velocidade do filme de líquido e determinar o perfil de temperatura usado na análise do transiente do termossifão. Tanto água como metanol foram utilizados como fluido de trabalho.

Storey (2003) modelou numericamente a operação do termossifão em regime transiente. O modelo numérico inclui a condução transiente da parede, a tensão cisalhante entre o vapor e o filme de líquido, a influência da massa na piscina e o comprimento efetivo do vapor devido à expansão e contração dos gases não condensáveis no espaço do vapor. O modelo assume fluxo de vapor unidimensional quase estático, fluxo unidimensional de filme de líquido, condução bidimensional transiente na parede e comportamento transiente da piscina de líquido. Storey utilizou a equação da conservação da massa, energia e quantidade de movimento para o filme de líquido, conservação de energia para a parede, conservação de massa para o núcleo de vapor e conservação de massa e energia para a piscina de líquido.

Um aparato experimental foi utilizado para validar o modelo numérico. Foram usadas três (3) fontes de calor distintas no experimento, para simular aumento gradual, moderado e rápido de temperatura. As temperaturas obtidas no modelo numérico foram comparadas com os dados experimentais e foi constatado que este modelo pode ser usado para prever a performance térmica de um termossifão.

Um outro modelo teórico para um termossifão que emprega a analogia com circuitos de resistência elétrica (Brost, 1996) é descrito a seguir. Este modelo é comparado com o modelo proposto e com os dados experimentais deste trabalho de tese no Capítulo 5.

2.4.1 - Modelo de Resistência Térmica Equivalente do Termossifão

A resistência global ou efetiva (R_t) de um termossifão é um parâmetro muito importante, pois relaciona a carga térmica (\dot{Q}) com a diferença de temperatura efetiva entre evaporador e condensador (ΔT):

$$R_t = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} \tag{2-32}$$

Em regime permanente, o caminho no qual o calor percorre o termossifão pode ser representado por dez resistências térmicas, utilizando uma analogia direta com um circuito elétrico, como mostrado na Figura 2-14.

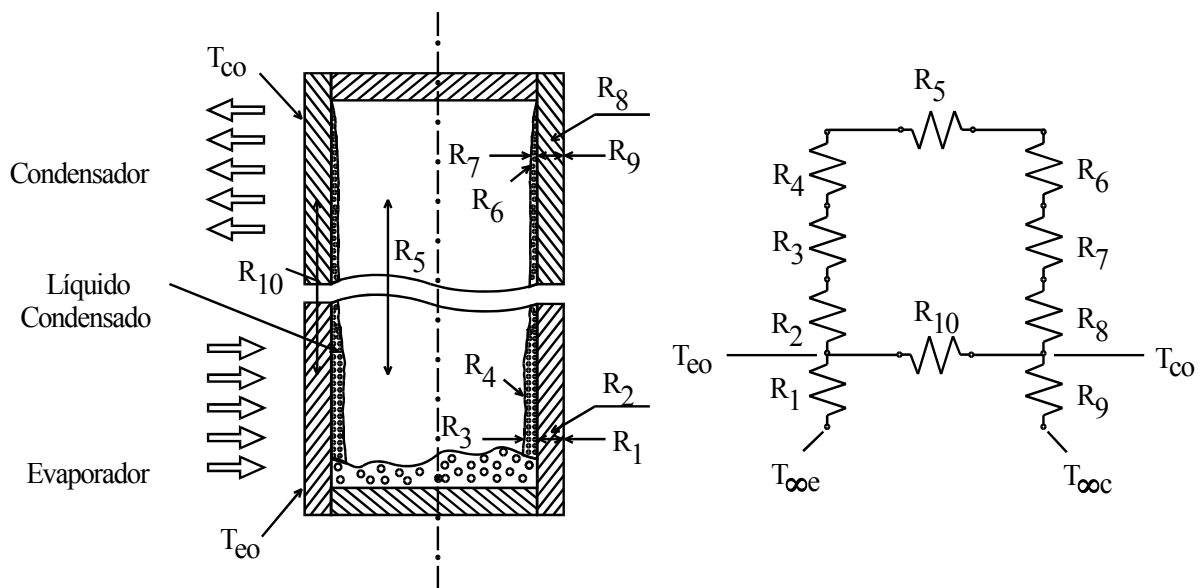


Figura 2-14 – Circuito elétrico equivalente de um termossifão.

As resistências R_1 e R_9 representam as resistências térmicas entre a parede do tubo e o ambiente externo, para o evaporador e condensador, respectivamente e são definidos como:

$$R_1 = \frac{1}{h_{eo} A_e} \quad (2-33)$$

e

$$R_9 = \frac{1}{h_{co} A_c} \quad (2-34)$$

Os valores e expressões utilizadas para o cálculo dos coeficientes externos de transferência de calor do evaporador (h_{eo}) e do condensador (h_{co}) dependem do modo de transferência de calor com a superfície externa do termossifão. R_2 e R_8 representam as resistências da condução de calor radiais através da parede do evaporador e condensador, respectivamente. Para a geometria do termossifão, R_2 e R_8 são:

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi L_e k_w} \quad (2-35)$$

e

$$R_8 = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi L_c k_w}, \quad (2-36)$$

onde d_o e d_i são diâmetros externo e interno, L_e e L_c são comprimento do evaporador e condensador e k_w a condutividade térmica do material.

R_3 e R_7 são as resistências térmicas associadas com ebulição e condensação dentro do termossifão. Para tubos verticais, a resistência térmica de condensação da película de líquido (R_7) pode ser deduzida pela teoria clássica da condensação em película de Nusselt (Brost, 1996):

$$R_7 = \frac{0,235 \dot{Q}^{1/3}}{d_i g^{1/3} L_c^{4/3} \phi_2^{4/3}} \text{ e } \phi_2 = \frac{h_{lv} k_l \rho_l^3}{\mu_l}, \quad (2-37)$$

onde k_l e μ_l são a condutividade térmica e viscosidade do fluido de trabalho na fase líquida, respectivamente e \dot{Q} a taxa de transferência de calor.

A resistência térmica de evaporação R_3 é separada em duas parcelas. A primeira é a resistência térmica de evaporação da película de líquido (R_{3f}) e a segunda a resistência térmica da ebulição em piscina (R_{3p}). Brost (1996) sugere as seguintes correlações:

$$R_{3f} = \frac{0,235 \dot{Q}^{1/3}}{d_i^{4/3} g^{1/3} L_e \phi_2^{4/3}}, \quad (2-38)$$

$$R_{3p} = \frac{1}{g^{0,2} \phi_3 \dot{Q}^{0,4} (\pi d_i L_e)^{0,6}} \quad \text{e} \quad \phi_3 = \frac{\rho_l^{0,65} k_l^{0,3} c_{pl}^{0,7} \left(\frac{P_v}{P_{atm}} \right)^{0,23}}{\rho_v^{0,25} h_{lv}^{0,4} \mu_l^{0,1}}, \quad (2-39)$$

onde g é a aceleração da gravidade, P_{atm} a pressão atmosférica e c_{pl} o calor específico do fluido na fase líquida.

A correlação da resistência térmica da piscina sugerida por Brost (1996) é normalmente utilizada em termosifões que utilizam água como fluido de trabalho. Para termosifões de alta temperatura que utilizam metais líquidos, esta correlação não é recomendada. Outras correlações da piscina válidas para outros fluidos já foram citadas anteriormente.

Para obter a resistência geral devido à evaporação do fluido de trabalho, recomenda-se $R_3 = R_{3p}$ se $R_{3p} < R_{3f}$, caso contrário, $R_3 = R_{3p} F + R_{3f} (1-F)$, onde F é a razão de enchimento dado pela relação entre o volume de líquido da piscina (V_l) pelo volume do evaporador (V_e), $F = V_l/V_e$.

R_4 e R_6 são as resistências térmicas que ocorrem na interface líquido-vapor no condensador e, segundo Brost (1996) podem ser desprezadas. R_5 é a resistência associada à queda da temperatura de saturação entre o evaporador e condensador, devida à queda de pressão no escoamento do vapor, e também pode ser desprezada.

R_{10} é a resistência térmica axial do material do termosifão e é dada por:

$$R_{10} = \frac{(L_a + 0,5 (L_l + L_c))}{A_{wt} k_w}, \quad (2-40)$$

onde L_l é o comprimento ocupado pelo líquido no interior do termossifão, L_a o comprimento da seção adiabática e A_{wt} a área da seção transversal da parede do termossifão.

A condução de calor axial através da parede do termossifão usualmente contribui com uma fração muito pequena para seu desempenho e pode portanto ser desconsiderada no circuito térmico. Segundo Brost (1996) R_{10} é desconsiderada quando:

$$\frac{R_{10}}{R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8} > 20. \quad (2-41)$$

Como pode ser visto na Figura 2-14, associando-se em série e em paralelo as resistências do circuito térmico, a resistência global ou equivalente do termossifão pode ser dada por:

$$R_t = R_l + \left[(R_2 + R_3 + R_5 + R_7 + R_8)^{-1} + R_{10}^{-1} \right]^{-1} + R_9. \quad (2-42)$$

A partir das equações para as resistências térmicas envolvidas no processo de transferência de calor de um termossifão, Brost (1996) sugere um modelo interativo para o projeto de um termossifão, que inclui a determinação dessas resistências térmicas na sua condição de operação e comparação da carga térmica transportada com os limites operacionais.

Para um termossifão com seção transversal circular uniforme, operando sob uma inclinação (β) entre 5° a 90° , Brost (1996) propõe os seguintes passos para um projeto de um termossifão:

1) Especificação dos seguintes parâmetros de projeto: comprimentos L_e , L_c e L_a ; diâmetros d_e e d_i , ângulo de inclinação (β), coeficientes de convecção h_{eo} e h_{co} ; razão de enchimento F , condutividade térmica k_w , área da superfície do condensador (A_c) e evaporador (A_e); temperatura externa no do evaporador ($T_{\infty e}$) e do condensador ($T_{\infty c}$).

2) Cálculo de: R_l , R_2 , R_8 e R_9 .

3) Estimativa da temperatura de vapor (T_v), a partir de:

$$T_v = T_{\infty e} + \frac{R_8 + R_9}{R_1 + R_2 + R_8 + R_9} (T_{\infty e} - T_{\infty c}). \quad (2-43)$$

4) Cálculo das seguintes propriedades do fluido de trabalho na temperatura de saturação (T_v): P_v , ρ_l , ρ_v , h_{lv} , μ_l , μ_v , σ , k_l e c_{pl} .

5) Cálculo da pressão na base da piscina de líquido, a partir da expressão: $P_{bp} = P_v + \rho_l g F l_e \text{sen}(\beta)$ e da temperatura de saturação T_{bp} referente à P_{bp} .

6) Cálculo da diferença de temperatura hidrostática média: $\Delta T_h = 0,5(T_{bp} - T_v)F$.

7) Cálculo da diferença de temperatura global: $\Delta T = (T_{\infty e} - T_{\infty c}) - \Delta T_h$

8) Estimativa inicial aproximada da carga térmica: $\dot{Q} = \Delta T / (R_1 + R_2 + R_8 + R_9)$

9) Cálculo de R_3 e R_7 .

10) Cálculo da resistência global R_t e recálculo da carga térmica \dot{Q} .

11) Comparação da carga térmica com a encontrada no passo 8. Caso a diferença não seja aceitável, retornar ao passo 9 até convergir.

12) Comparação da carga térmica com os limites de operação para viabilizar o projeto. Caso contrário, os parâmetros de projetos deverão ser redefinidos.

2.5. - Conclusão

O presente capítulo traz uma revisão de vários aspectos pertinentes ao desenvolvimento de termosifões e tubos de calor que operam em altas temperaturas, ou seja, temperaturas superiores a 350 °C. Os trabalhos de tubos de calor a altas temperaturas são importantes no presente estudo, que visa fornecer subsídios para o desenvolvimento de equipamentos industriais para operação em níveis mais elevados de temperatura.

Para atender esta faixa de temperatura, os termosifões e tubos de calor devem necessariamente utilizar um metal líquido como fluido de trabalho. E, em se tratando de metal líquido, o estudo do material do tubo é relevante para obter-se informação sobre a compatibilidade química e mecânica do material em contato com o fluido de trabalho. Observando os trabalhos já realizados nesta área, optou-se pela utilização do aço inoxidável 316L como o material dos termosifões desenvolvidos neste trabalho. Estes termosifões operam com mercúrio como fluido de trabalho. Trabalhos envolvendo tubos cerâmicos

também foram abordados no texto, mas por questão de praticidade e facilidade de fabricação, optou-se por um tubo metálico.

Os trabalhos experimentais de alguns pesquisadores, citados ao longo do texto acima, serviram de guia para o projeto e construção de um aparato experimental desenvolvido para testes de termossifões com mercúrio.

O capítulo também trata dos limites de operação e dos coeficientes de transferência de calor nas duas principais regiões do termossifão, necessários para o projeto e modelamento de um termossifão. Como se pôde observar nesta revisão bibliográfica, modelos para termossifões em alta temperatura não existe na literatura e a obtenção de tal modelo não é simples, pois são muitos os fenômenos físicos envolvidos no funcionamento deste termossifão. Este modelo é um dos objetivos deste trabalho de tese.

Apresentou-se também o modelo de resistência equivalente (Brost, 1996) para um termossifão em regime permanente, que é comparado mais adiante com o modelo teórico e com os dados experimentais. A correlação de resistência de piscina deve ser modificada para abordar os termossifões que operam em altas temperaturas, os quais utilizam metais líquidos.

CAPÍTULO 3

MODELO: TERMOSSIFÃO EM ALTAS TEMPERATURAS

Um modelo para regime permanente, que determina a distribuição de temperatura na parede do tubo é proposto com o objetivo de estimar o desempenho de termossifões aplicados a altas temperaturas. Este se baseia nas hipóteses de condensação de filme de líquido para o condensador e para o evaporador, assim como evaporação do filme e ebulição nucleada em piscina de líquido.

O objetivo principal deste modelo é a determinação do perfil de temperatura ao longo do termossifão e da taxa de transferência de calor do mesmo. Os resultados teóricos serão comparados com os dados experimentais obtidos nesta tese. O perfil de filme de líquido também é abordado, mas para comparação com trabalhos existentes na literatura, como é o caso do trabalho de Sukhatma e Rohsenow (1966) mostrado no Capítulo 2 (Revisão Bibliográfica).

No modelo adotado, o termossifão é dividido em sete regiões de estudo (volumes de controle), como mostrado na Figura 3-1. As regiões 1, 2 e 3 compreendem, respectivamente, o filme de líquido em contato com a parede interna no condensador, região adiabática e evaporador. As regiões 4 e 5 representam a piscina de líquido e o núcleo de vapor. Os gases não condensáveis eventualmente presentes na parte superior do tubo são considerados concentrados na região 6. E, finalmente, a parede do tubo forma a região 7, onde se deseja determinar a distribuição de temperatura. O sistema de coordenadas (x,y) adotado também é mostrado na Figura 3-1.

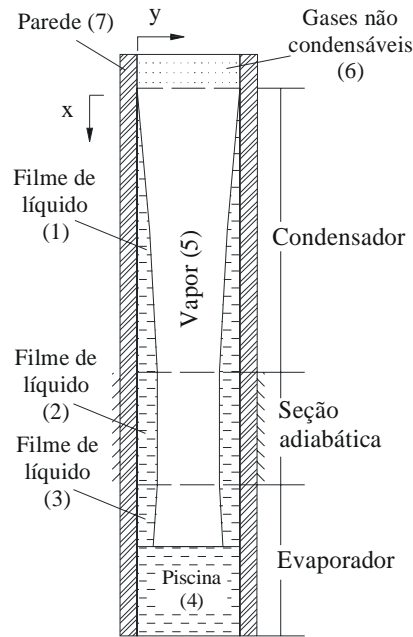


Figura 3-1 – Esquema das regiões adotadas no modelo.

Em cada uma das sete regiões de estudo, são consideradas hipóteses que serão descritas nos itens seguintes.

3.1. - Filme de Líquido no Condensador e Evaporador

A formação de um filme de líquido através da condensação do mercúrio é previsto no trabalho experimental de Sukhatme e Rohsenow (1966), na qual mede a espessura do filme de mercúrio condensado sobre um tubo maciço de níquel através da técnica de atenuação dos raios gama (ver Capítulo 2). Dessa forma, um modelo físico para o filme de condensado na região do condensador é proposto neste trabalho considerando regime laminar e adotando as hipóteses do modelo de condensação sobre uma superfície vertical de Nusselt, como ilustrado na Figura 3-2. A utilização da condensação em superfície vertical da teoria de Nusselt é usada neste modelo proposto para condensação no interior do tubo termossifão supondo-se que $\delta/D \ll 1$.

Na Figura 3-2 destaca-se um volume de controle ao qual é aplicado o princípio de conservação da quantidade de movimento na direção vertical, na qual os termos de inércia (termos advectivos) e o termo difusivo na direção axial são desprezados, resultando na seguinte expressão:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu_l} \frac{dP}{dx} - \frac{X}{\mu_l} \quad (3-1)$$

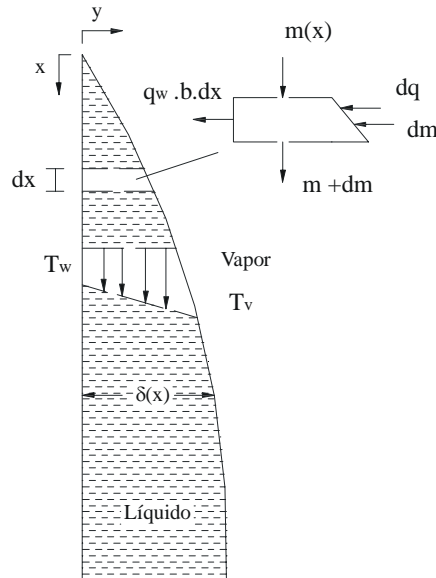


Figura 3-2 – Condição da camada limite em placa plana vertical de largura b .

É razoável desconsiderar as transferências de quantidade de movimento e de energia, em virtude das baixas velocidades associadas à película. Segue-se, então, que a transferência de calor através do filme só ocorre por condução e neste caso a distribuição de temperatura é linear.

A força de corpo (X) no interior da película é dada por $\rho_l g$ e o gradiente de pressão, de acordo com a aproximação de camada limite (gradiente de pressão no interior da camada é considerado igual ao gradiente de pressão longe da camada limite) pode ser igual ao peso de vapor dado por $\rho_v g$. Por conseguinte a equação (3-1) toma a forma que segue:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -\frac{g}{\mu_l} (\rho_l - \rho_v) \quad (3-2)$$

Integrando esta expressão duas vezes e aplicando-se as condições de contorno dado por $u(0) = 0$ e $\partial u / \partial y|_{y=\delta} = 0$, obtém-se o seguinte perfil de velocidades:

$$u(y) = \frac{g(\rho_l - \rho_v)\delta^2}{\mu_l} \left[\frac{y}{\delta} - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \right]. \quad (3-3)$$

Considerando a temperatura de vapor saturado na região da interface líquido-vapor, segue-se que o calor absorvido na interface devido à condensação deve ser igual ao calor liberado pela superfície, isto é, $d\dot{Q} = h_{lv} d\dot{m} = \dot{q}_w b dx$ (onde b é a largura da placa vertical). Supondo-se a distribuição de temperatura linear, o coeficiente de convecção pode ser expresso por $h = k_l/\delta$ e a lei de Fourier pode ser usada para representar o fluxo na superfície como $\dot{q}_w = k_l(T_{sat} - T_w)/\delta$, e que o vapor esteja saturado.

A vazão mássica líquida que condensa por unidade de largura da placa (Γ_l) é expressa pela equação:

$$\Gamma_l = \frac{\dot{m}}{b} = \int_0^{\delta(x)} \rho_l u(y) dy = \frac{g\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^3}{3\mu_l}. \quad (3-4)$$

Dessa forma, utilizando as expressões anteriores chega-se a expressão:

$$\delta^3 d\delta = \frac{k_l \mu_l (T_{sat} - T_w)}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{lv}} dx. \quad (3-5)$$

Integrando-se a expressão anterior de $\delta(0) = 0$ até um valor qualquer de x , chega-se a seguinte equação para a espessura do filme de líquido:

$$\delta(x) = \left[\frac{4k_l \mu_l (T_{sat} - T_w) x}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{lv}} \right]^{1/4}. \quad (3-6)$$

Através do coeficiente local de convecção ($h = k_l/\delta$), pode-se encontrar o coeficiente médio de convecção por toda a placa, dado pela equação:

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L} \int_0^L h dx = 0,943 \left[\frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_v) h_{lv} k_l^3}{\mu_l (T_{sat} - T_w) L} \right]^{1/4}. \quad (3-7)$$

Na realidade, o calor retirado ao longo do filme de líquido é superior ao calculado com o calor latente h_{lv} , e, também, o perfil de temperatura não é linear. Assim, Nusselt e Rohsenow fazem uma correção para o coeficiente médio de convecção através de um calor latente modificado dado por $h'_{lv} = h_{lv} + 0,68 c_{pl} (T_{sat} - T_w)$, onde c_{pl} é o calor específico à pressão constante do líquido.

Na região do evaporador, a temperatura do vapor é menor do que a temperatura da parede, e desta forma, haverá evaporação do filme de líquido. Aplicando-se ainda a análise de Nusselt para a espessura do filme nesta região, na qual a expressão da equação (3-5) é usada, obtém-se a expressão para uma posição x até $x+\Delta x$ dada por: ($x = 0$ na divisão entre evaporador e seção adiabática):

$$\int_{\delta_x}^{\delta_{x+\Delta x}} \delta^3 d\delta = \int_x^{x+\Delta x} \frac{k_l \mu_l (T_{sat} - T_w)}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{lv}} dx . \quad (3-8)$$

Esta integração resulta na expressão:

$$\delta_{x+\Delta x} = \left[\delta_x^4 + \frac{4k_l \mu_l (T_v - T_w) \Delta x}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{lv}} \right]^{1/4} . \quad (3-9)$$

Observa-se que, como a temperatura do vapor saturado é menor do que a temperatura da parede, haverá uma diminuição da espessura do filme de líquido.

As propriedades do filme de líquido no evaporador são avaliadas, em estado saturado, na temperatura média (média aritmética) entre a temperatura do vapor (que também é saturado) e a temperatura da parede.

A simetria dos perfis da espessura do filme de líquido no condensador e no evaporador, em regime permanente, pode ser observada na Figura 3-3, na qual foi simulada uma situação com mesma diferença de temperatura entre vapor e parede no evaporador e no condensador. Na região do condensador (com comprimento $L_c = 470$ mm) a espessura foi dada pela equação (3-6), na região adiabática (com comprimento $L_a = 209$ mm) não há variação do perfil, e no evaporador usa-se a equação (3-9), até a parede do tubo secar, ou seja, até a espessura atingir o valor zero. A taxa de condensação por unidade de comprimento foi igual ao da evaporação, tal que o comprimento de filme do evaporador é

igual ao comprimento do filme no condensador. O fluido considerado nesta análise foi água.

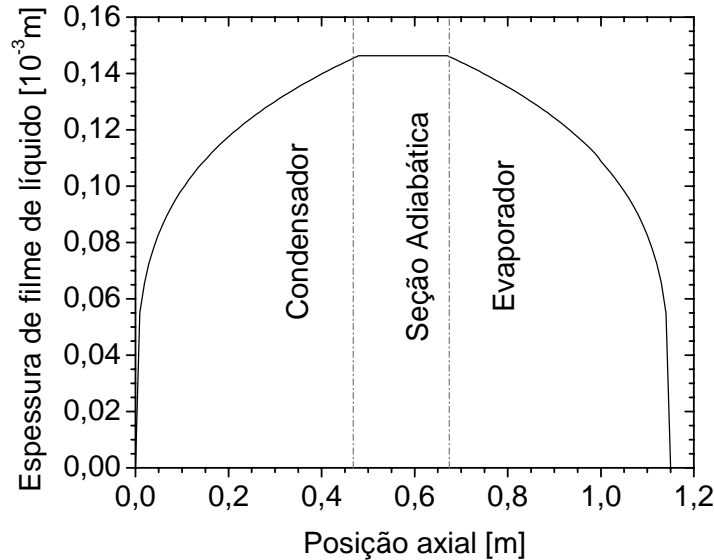


Figura 3-3 – Perfil de espessura de filme de líquido ao longo do termossifão.

O coeficiente de transferência de calor médio no filme de líquido do evaporador (\bar{h}_{ef}) pode ser obtido a partir do coeficiente local de transferência de calor em filme de líquido dado por $h_x = k_l / \delta$, dessa forma:

$$\bar{h}_{ef} = \frac{1}{(L_e - L_p)} \int_{L_c+L_a}^{L_t-L_p} \frac{k_l}{\delta} dx, \quad (3-10)$$

onde L_p é o comprimento ocupado pela piscina de líquido e L_t o comprimento total efetivo do termossifão.

Substituindo a equação (3-9) na equação (3-10) e integrando, na qual $x = L_t - L_p$ é o final e $x = L_c + L_a$ o início do filme no evaporador, resulta-se na seguinte equação (Programa MAPLE, 2001):

$$\bar{h}_{ef} = \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h'_{lv}}{3 \mu_l (T_{sat} - T_w) (L_e - L_p)} \left[\left(C_1 (L_t - L_p) + \delta_{L_c+L_a}^4 - C_1 (L_c + L_a) \right)^{3/4} - \delta_{L_c+L_a}^3 \right], \quad (3-11)$$

onde $C_1 = 4 k_l \mu_l (T_{sat} - T_w) / g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h'_{lv}$.

Um modelo de condensação para o filme de líquido que considera o arrasto do filme pelo vapor contracorrente é descrito por Faghri (1995) e será mostrado a seguir a fim de se comparar com os resultados do perfil de filme de líquido do modelo proposto.

3.1.1 - Modelo de Faghri

A análise de Nusselt para filme de líquido laminar foi estendida para um fluxo de vapor contracorrente (arrasto) no interior do termossifão por Seban e Faghri (1984) (*apud* Faghri, 1995). O modelo físico adotado considera que o vapor entra em uma seção em $x=L_c$ e se condensa totalmente até $x=0$, como ilustrado na Figura 3-4.

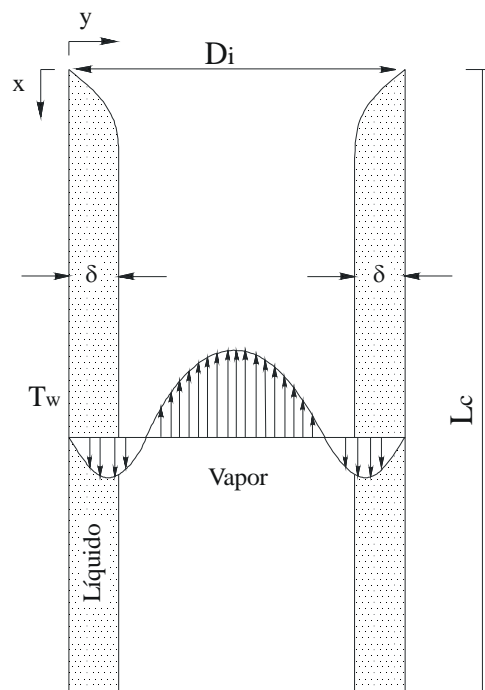


Figura 3-4 – Fenômeno da condensação em contato com fluxo de vapor contracorrente num termossifão.

A equação diferencial da velocidade do filme de líquido, desprezando ao termo de difusão axial e devido à densidade do vapor, é bem maior do que a do líquido, sendo dada por:

$$\mu_l \frac{d^2 u}{dy^2} + \rho_l g = 0. \quad (3-12)$$

Supondo-se $\delta/D \ll 1$ e as condições de contorno de não escorregamento na parede expresso por $u(0)=0$ e $-\mu_l du/dy = \tau_\delta$, onde τ_δ é a tensão de cisalhamento na interface líquido-vapor, chega-se a solução da equação (3-12) na forma:

$$\frac{\mu_l u}{\rho_l g} = -\left(\frac{y^2}{2} - y\delta\right) - \frac{\tau_\delta y}{\rho_l g}. \quad (3-13)$$

O número de Reynolds do líquido é neste caso expresso pela equação:

$$\text{Re}_l = \frac{\Gamma_l}{\mu_l} = \frac{1}{\nu_l} \int_0^\delta u_l dy = \frac{\rho_l^2 g}{\mu_l^2} \frac{\delta^3}{3} - \frac{\rho_l \delta^2 \tau_\delta}{2\mu_l^2}. \quad (3-14)$$

Utilizando os números adimensionais propostos por Seban e Faghri (*apud* Faghri, 1995), dados por:

$$\delta^+ = \delta \left(\frac{g}{\nu_l^2}\right)^{1/3}, y^+ = y \left(\frac{g}{\nu_l^2}\right)^{1/3}, u^+ = \frac{u}{(\nu_l g)^{1/3}}, S = \frac{\tau_\delta}{\rho_l g} \left(\frac{g}{\nu_l^2}\right)^{1/3} \text{ e } x^+ = x \left(\frac{g}{\nu_l^2}\right)^{1/3}, \quad (3-15)$$

nas equações da velocidade (3-13) e do número de Reynolds (3-14), chega-se as seguintes expressões:

$$u^+ = -\left(\frac{1}{2} y^{+2} - \delta^+ y^+\right) - S y^+, \quad (3-16)$$

$$\text{Re}_l = \frac{\delta^{+3}}{3} - \frac{S \delta^{+2}}{2} \text{ e} \quad (3-17)$$

$$u_{l,\delta}^+ = \frac{\delta^{+2}}{2} - S \delta^+, \quad (3-18)$$

onde $u_{l,\delta}^+$ é a velocidade do condensado na interface líquido-vapor.

O balanço de massa entre o vapor e o líquido, expresso em termos do número de Reynolds do vapor definido como $\text{Re}_v = \bar{u} d / \nu_v$, resulta na equação que segue:

$$\text{Re}_{v,2} - \text{Re}_{v,1} = 4 \frac{\mu_l}{\mu_v} \left(\frac{\Gamma_{l,2}}{\mu_l} - \frac{\Gamma_{l,1}}{\mu_l} \right), \quad (3-19)$$

onde o ponto 1 refere-se ao topo do condensador, para o qual $\Gamma_{l,1} = 0$.

Na região de vapor, a tensão de cisalhamento é considerada como a soma da tensão de cisalhamento devido ao atrito (considerando-se que não haja componente normal da velocidade) e devido à condensação. Desta forma, Seban e Faghri estabeleceram uma equação na forma adimensional para a tensão de cisalhamento considerando o efeito do atrito e da condensação, dada por:

$$S_c = \left(\frac{f}{2} \right)_E \frac{\rho_v}{\rho_l} \bar{u}_v^{+2} + \frac{N_T}{\delta^+} (\bar{u}_v^+ + \bar{u}_{l,\delta}^+) \text{ ou } S_c = \left(\frac{f}{2} \right)_E \frac{\rho_v}{\rho_l} \bar{u}_v^{+2} + N_H (\bar{u}_v^+ + \bar{u}_{l,\delta}^+), \quad (3-20)$$

onde $(f/2)_E$ é o fator de atrito proposto por Henstock e Hanratty (*apud* Faghri, 1995), dado por:

$$\left(\frac{f}{2} \right)_E = \frac{f}{2} (1 + 1400F'), \quad (3-21)$$

onde f e F' são, respectivamente, os fatores de atrito para escoamento turbulento e para filme de líquido em laminar, dados pelas equações:

$$\frac{f}{2} = \frac{8}{\text{Re}_v}, \quad \text{Re}_v < 2000,$$

$$\frac{f}{2} = \frac{(\text{Re}_v)^{0,33}}{3050}, \quad 2000 < \text{Re}_v < 4000, \quad (3-22)$$

$$\frac{f}{2} = \frac{0,04}{(\text{Re}_v)^{0,25}}, \quad \text{Re}_v > 4000, \text{ e}$$

$$F' = \frac{\sqrt{2} \sqrt{\text{Re}_l} \nu_l}{\text{Re}_v^{0,9} \nu_v} \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}} \left[1 - \exp\left(-\frac{S}{\delta^+}\right) \right]. \quad (3-23)$$

N_T é um número adimensional usado para o caso na qual a temperatura da parede é constante. No caso de fluxo de calor constante na parede, substitui-se N_T por N_H . N_T e N_H são dados, respectivamente, por:

$$N_T = \frac{k_l (T_{sat} - T_w)}{\mu_l h_{lv}} \text{ e } N_H = \frac{q_c}{\mu_l h_{lv}} \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{1/3}. \quad (3-24)$$

Um método iterativo para calcular a espessura de filme de líquido (δ) ao longo do tubo é sugerido por Seban e Faghri. Este método segue os seguintes passos:

1) Utilizando a teoria de Nusselt calcula-se δ^+ (pela equação (3-6)), na posição $x^+ = 0,05D_i^+$. O valor inicial de Re_v é calculado pelas equações (3-19) e (3-4) e utilizando δ^+ , calcula-se S pela equação (3-20).

2) Um pequeno incremento de δ^+ é dado para ao longo de x^+ , resultando em δ_1^+ .

3) Com o novo valor de S e com novo δ^+ , estima-se Re_l (pela equação (3-17)) para nova localização. O balanço de massa, dada pela equação (3-19), define o novo Re_v e com isso um novo S é calculado utilizando a equação (3-20). Este novo valor de S permite o cálculo de novo Re_l que será comparado com o já calculado. A diferença entre os Re_l deve estar entre 1% e 3%, caso contrário deve-se repetir este passo 3.

4) O incremento para x^+ é calculado com as seguintes equações:

$$\Delta x^+ = \left(\frac{\delta^+ + \delta_1^+}{2} \right) \frac{\Delta(\Gamma_l / \mu_l)}{N_T}, \text{ para temperatura de parede constante,} \quad (3-25)$$

e

$$\Delta x^+ = \frac{\Delta(\Gamma_l / \mu_l)}{N_H}, \text{ para fluxo de calor constante.}$$

5) conhecendo Re_l , e S , calcula-se o coeficiente de transferência de calor local: $h_x = k_l / \delta$.

Observa-se neste modelo de Faghri (1995) que existem duas maneiras para se determinar o perfil do filme de líquido: supondo-se a temperatura prescrita (N_T) e o fluxo prescrita (N_H) na parede.

3.1.2 - Comparação entre o Modelo de Faghri e o Modelo Proposto

O modelo desenvolvido pelo Faghri (1995), considerando temperatura de parede prescrita (N_T), é comparado com a modelo proposto de condensação de filme de líquido laminar (baseado na teoria de Nusselt) através do gráfico da Figura 3-5. O gráfico foi gerado para diversos níveis de diferença de temperatura entre a parede e o vapor: 0,1 °C; 0,5 °C e 1 °C e o vapor de mercúrio condensando ao longo de uma parede com temperatura prescrita de 550 °C.

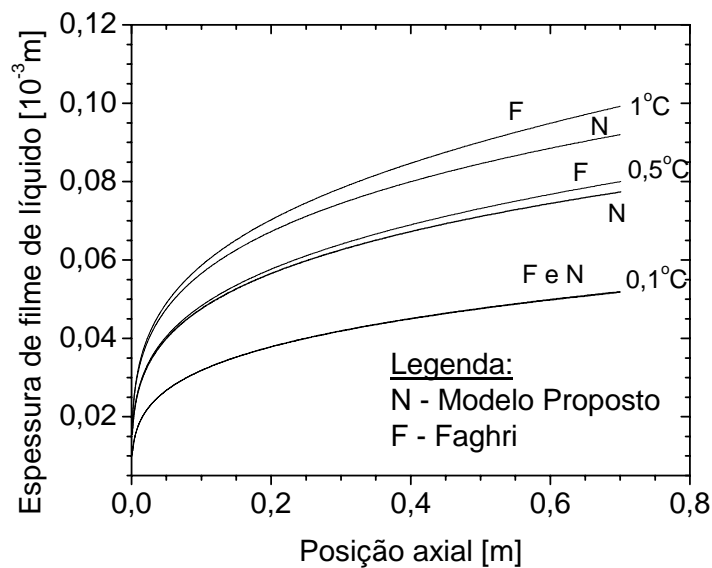


Figura 3-5 – Gráfico comparativo entre o filme de líquido.

À medida que a diferença de temperatura entre a parede e o vapor aumenta, a espessura do filme de líquido aumenta, assim como também aumenta a diferença do perfil do filme entre Faghri e do modelo proposto. A espessura do modelo de filme do Faghri é maior que a do modelo proposto, devido à influência do arrasto sobre este filme, o que já era esperado.

Em princípio, não será necessária a utilização do modelo de Faghri para modelo proposto neste trabalho, uma vez que as hipóteses de vapor saturado e condensação completa, que é considerado no presente modelo, resultam em baixos valores da diferença de temperatura ao longo da espessura do filme. E, como já observado, a variação de

espessura do filme entre os perfis do modelo proposto e modelo de Faghri é pequena para baixos valores de diferença de temperatura entre vapor e parede.

3.2. - Seção Adiabática

As equações derivadas da análise de filme do modelo proposto não podem ser aplicadas na região adiabática, uma vez que não há transferência de calor radial com o meio externo e a condução de calor axial através da parede do tubo é muito baixa. Fatores como espessura de parede fina e a baixa condutividade térmica do material do tubo, tornam a condução calor axial desprezível. Conseqüentemente, a espessura do filme de líquido será considerada constante nesta região.

3.3. - Evaporador

A região do evaporador é formada pelo filme de líquido, a piscina e o núcleo de vapor. Para o perfil de filme de líquido, tanto a espessura como o coeficiente de transferência de calor, podem ser determinados a partir das equações (3-9) e (3-11). Já o coeficiente de transferência de calor da piscina de líquido é determinado a partir dos dados experimentais (no caso deste modelo) e será comparado com correlações encontradas na literatura técnica.

Segundo Noie (2003), a ebulição nucleada na piscina de líquido é o mecanismo dominante no evaporador, quando a razão de enchimento é maior do que 30%.

Por fim, o coeficiente equivalente de transferência de calor do evaporador é expresso pela média ponderada dos coeficientes de transferência do filme (h_{ef}) e da piscina (h_{ep}), ou seja:

$$h_e = \frac{h_{ep}L_p + h_{ef}L_{ef}}{L_e}, \quad (3-26)$$

onde L_{ef} é o comprimento do evaporador com filme, dado por: $L_{ef} = L_e - L_p$.

Através do balanço de massa no evaporador, em regime permanente, a vazão mássica de vapor que sai do evaporador é igual à vazão mássica que entra no condensador, uma vez na seção adiabática não há condensação ou evaporação. A vazão mássica do vapor é a soma da quantidade de vapor que está evaporando no filme (\dot{m}_{evf}) e na piscina de

líquido (\dot{m}_{evp}). Storey (2003) utiliza as seguintes equações para \dot{m}_{evf} e \dot{m}_{evp} , respectivamente:

$$\dot{m}_{evf} = \frac{1}{h_{lv}} \int_{L_t - L_e}^{L_t - L_p} h'_{ef} 2\pi(r_e - \delta_{x+\Delta x})(T_w - T_v) dx \quad e \quad (3-27)$$

$$\dot{m}_{evp} = \frac{h'_{ep} \pi (r_e - \delta_{L_t - L_p})^2 (T_p - T_v)}{h_{lv}}, \quad (3-28)$$

onde h'_{ef} , que representa o coeficiente de transferência de calor entre o vapor e o filme de líquido, é dado por Storey (2003) como:

$$h'_{ef} = \left(\frac{k_l}{\delta_{x+\Delta x}} \right) \left(\frac{T_f - T_w}{T_v - T_f} \right), \quad (3-29)$$

e h'_{ep} , que é o coeficiente de transferência de calor entre o vapor e a piscina de líquido, é dado como (Storey, 2003):

$$h'_{ep} = \frac{2 \rho_v h_{lv}^2}{T_p (2\pi r_e T_p)^{1/2}}, \quad (3-30)$$

onde T_p é a temperatura média da piscina de líquido e T_f a temperatura média do filme. Esta equação (3-30) é aplicada em situações perto do equilíbrio e quando o produto da constante universal dos gases (R) pela temperatura de saturação (T_{sat}) é muito menor do que o calor latente de vaporização (h_{lv}).

As equações (3-27) e (3-28) foram obtidas a partir da hipótese de que o calor é utilizado apenas na evaporação do fluido, adotando-se a distribuição de temperatura do filme. A temperatura média do filme (T_f) é dada pela média aritmética entre a temperatura do vapor saturado e parede do tubo.

3.4. - Núcleo de Vapor

O núcleo de vapor corresponde à região do termossifão, interna e central ao tubo, se iniciando a partir da superfície da piscina e se estendendo até a região do condensador em contato com os gases não condensáveis (região superior do condensador). A queda de pressão nesta região é a soma da diferença de pressão das três regiões correspondente ao evaporador (ΔP_{ve}), seção adiabática (ΔP_{va}) e condensador (ΔP_{vc}).

A determinação da queda de pressão de vapor nos termossifões é complexa, devido à compressibilidade do vapor e ao fluxo radial de vapor ao longo do tubo, resultante do processo de condensação e evaporação do fluido. Um balanço de massa na região adiabática garante que, para que o termossifão opere, o fluxo de massa de líquido deve ser igual ao fluxo de massa de vapor. Como a diferença de densidade entre as duas fases é grande, a velocidade do vapor deve ser muito maior que a velocidade do líquido. Assim, além do gradiente de pressão que resulta do arrasto, também se deve considerar o gradiente de pressão devido às variações na pressão dinâmica.

A distribuição de pressão de vapor no termossifão tem a característica mostrada na Figura 3-6. A pressão tende a diminuir, em consequência das forças viscosas e de inércia, até atingir o ponto P_3' , a partir do qual haverá uma recuperação de pressão na região do condensador devido às forças de inércia.

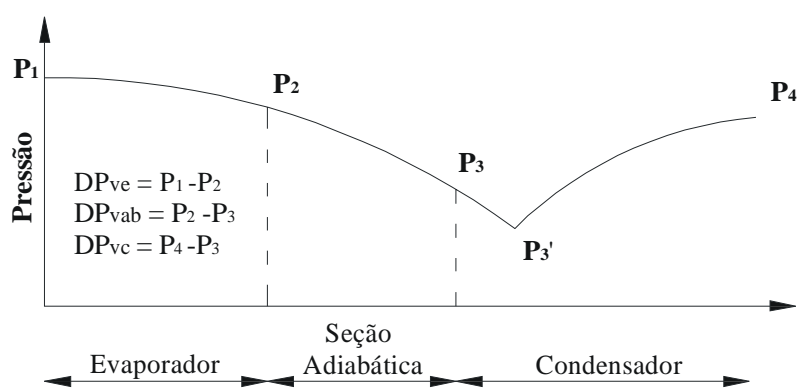


Figura 3-6 – Distribuição de pressão no termossifão.

Para avaliar a queda de pressão de pressão, utiliza-se da literatura afim alguns modelos como o modelo unidimensional simplificado (Dunn e Reay, 1978), modelo de Cotter e Busse para escoamento incompressível e, o modelo de Chisholm e Chi (*apud* Dunn e Reay, 1978). Com estes modelos pode-se estimar a queda de pressão nas três

regiões do tubo: condensador, seção adiabática e evaporador, de fundamental importância para o desenvolvimento de um modelo térmico para termossifões.

3.4.1 - Modelo Unidimensional Simplificado

Dunn e Reay (1978) mostram evidências experimentais da recuperação de pressão no condensador através de um modelo unidimensional simplificado, na qual considera fluxo de vapor incompressível. Esta consideração implica em que a velocidade do vapor seja menor do que 30% da velocidade do som, ou seja, o número de Mach deve ser menor que 0,3. Com isto, o gradiente de pressão no evaporador é dado por duas parcelas: (a) devido à inércia do fluido que irá acelerar quando evaporado (ΔP_{ev1}) e (b) devido ao arrasto (força viscosa) no contato com o filme de líquido (ΔP_{ev2}), dado por:

$$\Delta P_{ve} = \Delta P_{ve1} + \Delta P_{ve2} = \rho v_v^2 + \frac{8\mu_v \dot{m} L_e}{\rho \pi r_v^4 2}, \quad (3-31)$$

onde v_v é a velocidade do vapor e r_v é o raio do núcleo de vapor.

Na seção adiabática, a queda de pressão contém apenas o termo viscoso que pode ser obtido tanto pela equação de Hagen-Poiseuille, para escoamento laminar ($Re < 2100$), quanto da equação de Fanning, para escoamento turbulento ($Re > 2100$), conforme as respectivas expressões (Dunn e Reay, 1978):

$$\Delta P_{va} = \frac{8\mu_v \dot{m} L_a}{\rho \pi r_v^4}, \text{ para } Re < 2100, \text{ e} \quad (3-32)$$

$$\Delta P_{va} = \frac{2}{r_v} f \frac{\rho_v v_v^2 L_a}{2}, \text{ para } Re > 2100, \quad (3-33)$$

onde f é o fator de atrito dado por $f = 0,0791/Re^{1/4}$

No condensador, a queda de pressão pode ser tratada da mesma maneira que na região do evaporador. Neste caso a quantidade de movimento axial deve ser dissipado à medida que a velocidade do vapor diminui de modo que o termo inercial será negativo e haverá recuperação de pressão. Para ao modelo simplificado de Dunn e Reay (1978), o termo inercial será desconsiderado e a queda de pressão será dependente apenas das forças viscosas, sem a recuperação de pressão.

Por conseguinte, as equações para queda de pressão no termossifão, para regime laminar, com e sem nenhuma recuperação de pressão, são expressas respectivamente como segue:

$$\Delta P_v = \Delta P_{ve} + \Delta P_{va} + \Delta P_{vc} = \frac{8\mu_v \dot{m}}{\rho \pi r_v^4} \left[\frac{L_e + L_c}{2} + L_a \right] \quad (3-34)$$

e

$$\Delta P_v = \Delta P_{ve} + \Delta P_{va} + \Delta P_{vc} = \rho v_v^2 + \frac{8\mu_v \dot{m}}{\rho \pi r_v^4} \left[\frac{L_e + L_c}{2} + L_a \right]. \quad (3-35)$$

3.4.2 - Modelo de Cotter e Busse: Escoamento incompressível

O modelo unidimensional simplificado de Dunn e Reay (1978) apresenta um perfil de velocidade plenamente desenvolvido e considera recuperação total da parcela inercial de queda de pressão. Porém um outro modelo menos restritivo utilizado por Dunn e Reay (1978) e Peterson (1994) é o modelo de escoamento incompressível de Cotter e Busse.

Cotter (*apud* Dunn e Reay, 1978) utilizou a expressão de Yuan e Finkelstein, válida para Reynolds radial (Re_{vr}) muito menor que 1,0 na qual supõe escoamento laminar incompressível, dada por:

$$\frac{dP_v}{dx} = -\frac{8\mu_v \dot{m}}{\pi \rho_v r_v^4} \left[1 + \frac{3}{4} Re_{vr} - \frac{11}{270} Re_{vr}^2 \dots \dots \right] \frac{x^2}{L_e^2}, \text{ para } Re_{vr} = \frac{\rho_v v_{vr} r_v}{\mu_v} \ll 1, \quad (3-36)$$

onde v_{vr} é a velocidade radial do vapor.

Assim, Cotter obteve a seguinte expressão para queda de pressão no evaporador:

$$\Delta P_{ve} = -\frac{4\mu_v L_e \dot{Q}}{\pi \rho_v r_v^4 h_{lv}}. \quad (3-37)$$

Para $Re_{vr} \gg 1$, Cotter utilizou a equação do gradiente de pressão obtido por Knight e McIneer para escoamentos com condensação ou evaporação, como segue:

$$\Delta P_{ve} = \frac{\dot{m}^2}{8\rho_v r_v^4} = -\frac{\pi^2 \rho_v v_v^2}{8}. \quad (3-38)$$

No condensador, Cotter utilizou um perfil de velocidade diferente do evaporador e obteve a seguinte expressão para uma perda de pressão:

$$\Delta P_{vc} = \frac{4}{\pi^2} \frac{\dot{m}^2}{8\rho_v r_v^4}. \quad (3-39)$$

Na seção adiabática, Cotter admitiu um perfil de escoamento desenvolvido, expresso pela equação (3-32). Por conseguinte, a expressão de Cotter para a queda de pressão para o tubo é:

$$\Delta P_v = -\left(1 - \frac{4}{\pi^2}\right) \frac{\dot{m}^2}{8\rho_v r_v^4} - \frac{8\mu_v \dot{m}}{\pi\rho_v r_v^4} L_a. \quad (3-40)$$

Utilizando as equações citadas acima, a queda de pressão na região do núcleo do vapor para um termossifão com sódio e com mercúrio é calculada e mostrada na Tabela 3-1. Considerou-se $L_a = 100$ mm, $L_c = 600$ mm, $L_e = 300$ mm e uma taxa de transferência de calor de 2000 W. Observa-se que os valores de queda de pressão são insignificantes com relação ao valor da pressão do vapor no interior do termossifão.

Tabela 3-1 – Queda de pressão estimada.

Equação	Mercúrio ($T_v = 550^\circ\text{C}$) ($P_{\text{sat}} = 14,4$ bar)	Sódio ($T_v = 850^\circ\text{C}$) ($P_{\text{sat}} = 0,7$ bar)
ΔP_v , eq. (3-34)	1,28 Pa	5,37 Pa
ΔP_v , eq. (3-35)	8,57 Pa	13,47 Pa
ΔP_v , eq.(3-40)	5,55 Pa	6,82 Pa

Anos mais tarde, Busse (*apud* Peterson, 1994) resolveu a equação de Navier-Stokes e a da continuidade, considerando escoamento laminar e incompressível do vapor, em um tubo de calor cilíndrico e longo, tanto para região do evaporador quanto para o condensador. Supondo adição ou remoção constante de massa de vapor, a velocidade axial (v) foi expressa como um polinômio de quarta ordem, conforme segue:

$$v(r, x) = 2\bar{v}(x) \left(1 - \frac{r^2}{r_v^2}\right) \left[1 + a(x) \left(\frac{r^2}{r_v^2} - \frac{1}{3}\right)\right], \quad (3-41)$$

onde $\bar{v}(x)$ é a velocidade axial média do fluxo de vapor, r_v é o raio do canal de vapor e $a(x)$ é o fator de correção para compensar o desvio do escoamento de Hagen-Poiseuille.

Busse verificou que na seção do evaporador a aproximação de Hagen-Poiseuille é razoável para valores baixos de números de Reynolds. Portanto, à medida que este número se aproxima de infinito, o perfil de velocidades se aproxima cada vez mais de uma função co-seno. Admitindo o perfil de velocidade expresso pela equação (3-41), a solução da equação de Navier-Stokes resulta na seguinte distribuição de pressão no evaporador:

$$p(x) \approx p(x_e = 0) - 4\mu_v \frac{\bar{v}L_e}{r_v^2} \left[1 + 0,61\text{Re}_r + \frac{0,61\text{Re}_r}{3,6 + \text{Re}_r}\right] \frac{x_e^2}{L_e^2}, \quad (3-42)$$

onde x_e é a distância da base do evaporador considerando que o núcleo de vapor se estende até a base do evaporador e \bar{v} é a velocidade média de vapor no fim da seção do evaporador.

Re_r é o número de Reynolds radial considerado positivo no evaporador e negativo no condensador, na qual leva em consideração a velocidade radial (v_r) do vapor, sendo expresso por:

$$\text{Re}_r = \frac{\rho_v v_r r_v}{\mu_v} = \frac{1}{2\pi\mu_v} \frac{d\dot{m}}{dx}. \quad (3-43)$$

Os números de Reynolds radial e axial, para evaporação e condensação uniforme são correlacionados pela expressão:

$$\text{Re}_r = \frac{\text{Re}_v}{4} \frac{r_v}{x}, \quad (3-44)$$

onde Re_v é o número de Reynolds axial do vapor definido como $2r_v\rho_v\bar{v}/\mu_v$.

Note-se que se $Re_r \ll 1$, o primeiro termo entre colchetes da equação (3-42) é dominante. Caso $Re_r \gg 1$, o segundo termo entre colchetes é dominante. Em uma faixa intermediária se $Re_r \approx 1$, o terceiro termo contribui com aproximadamente 10% do valor total. Esta expressão mostrou representar a distribuição real no evaporador, com um desvio de 1%.

Busse (*apud* Peterson, 1994) mostrou que o perfil de velocidade na seção adiabática de tubos de calor pode ser aproximado por um escoamento de Poiseuille para o qual:

$$p(x_a) \approx p(x_a = 0) - \frac{8\mu_v \bar{v} x_a}{r_v^2} \left[1 + \frac{0,106 Re_r}{18 + 5 Re_r} \frac{1 - e^{(-30x_a / Re_v r_v)}}{x_a / Re_v r_v} \right], \quad (3-45)$$

onde a coordenada x_a é determinada a partir do início da região adiabática.

Na Equação (3-45) aparece tanto o número de Reynolds radial Re_r quanto o axial Re_v , na qual mostrou-se válida dentro de $\pm 1\%$ em relação aos dados experimentais.

Finalmente, na região do condensador, um polinômio de quarta ordem foi utilizado para aproximar o fluxo de velocidade axial, apenas para $Re_r \ll 1$. A distribuição axial é obtida então pela expressão (com $x_c=0$ no topo do condensador):

$$p(x_c) = p(x_c = L_c) + \frac{4\mu_v \bar{v} L_c}{r_v^2} \left[1 - Re_r \left(\frac{7}{9} - \frac{8A}{27} + \frac{23a(x)^2}{405} \right) \right] \left(1 - \frac{x_c}{L_c} \right)^2. \quad (3-46)$$

No evaporador, $a(x)$, fator de correção do perfil de velocidade que compensa o desvio em relação ao perfil de Poiseuille, é dado por:

$$a(x) = 0,68 \left[\left(5 + \frac{18}{Re_r} \right) - \left[\left(5 + \frac{18}{Re_r} \right)^2 - 8,8 \right]^{1/2} \right]. \quad (3-47)$$

O fator $a(x)$ varia de zero para o perfil de velocidade de Poiseuille onde $Re_r \approx 0$ até 0,665 para $Re_r \rightarrow \infty$. Na seção adiabática, este fator de correção é independente do perfil

de velocidades na entrada da seção. Se o perfil for aproximado por uma função co-seno, o fator de correção varia de 0,665 e decresce exponencialmente em um fator de aproximadamente 10 em uma distância equivalente a um diâmetro. Na região do condensador, o fator de correção novamente depende do valor da velocidade na entrada da seção. A Figura 3-7 (Peterson, 1994) ilustra o fator de correção como função do número de Reynolds radial e da distância relativa à entrada do condensador, para o caso em que a velocidade segue o perfil de Poiseuille, na qual $a_0 = 0$, e para o caso em que a velocidade segue uma função co-seno, na qual $a_0 = 0,665$.

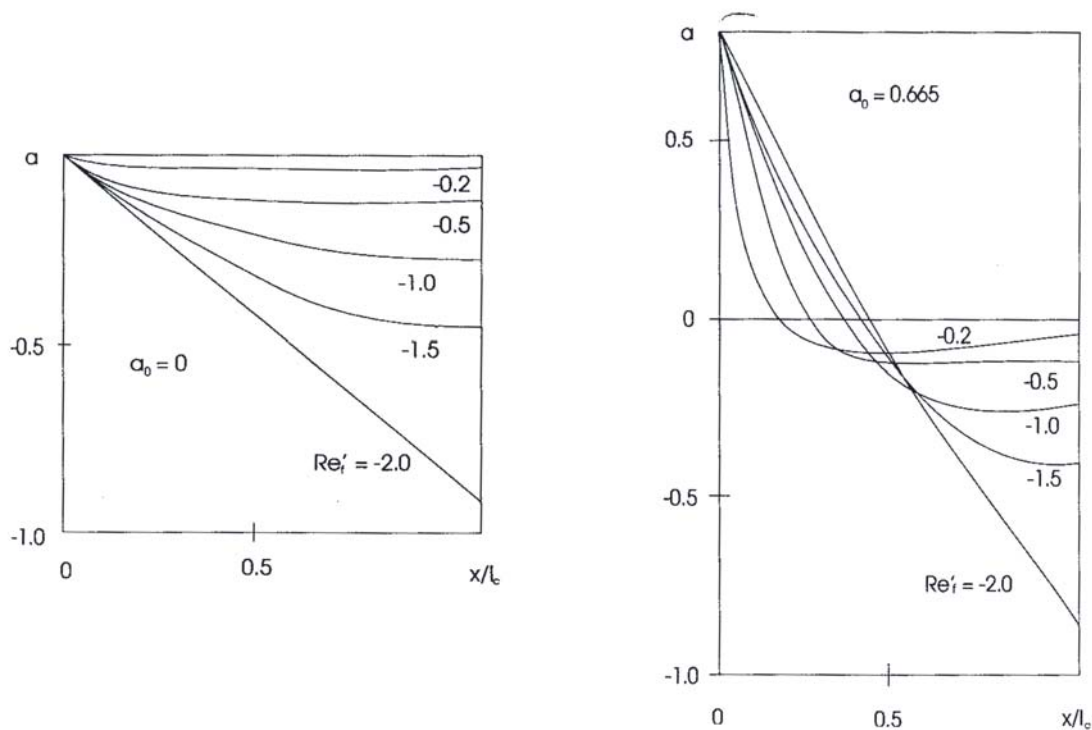


Figura 3-7 - Fator de correção do perfil de velocidades ao longo do comprimento do condensador, Busse (1967) (apud Peterson, 1994).

3.4.2.1 - Análise da queda de pressão através do modelo de Cotter e Busse

Através das equações (3-42), (3-45) e (3-46), obtidas por Busse e Cotter, gerou-se uma distribuição de pressão de vapor ao longo de um termossifão mostrado na Figura 3-8. Nesta análise, considera-se a pressão da base do evaporador ($x=0$) igual a zero, o que torna distribuição de pressão negativa no gráfico, num termossifão com vapor de mercúrio a 500 °C com 0,3 m, 0,2 m e 0,5 m de comprimento de evaporador, secção adiabática e condensador, respectivamente. Para uma taxa de transferência de calor de 2000 W e $a(x) =$

0,6, encontra-se uma insignificante queda de pressão no condensador e seção adiabática, assim como uma insignificante recuperação de pressão no condensador. Observa-se que a recuperação de pressão, a partir dos dados considerados é total.

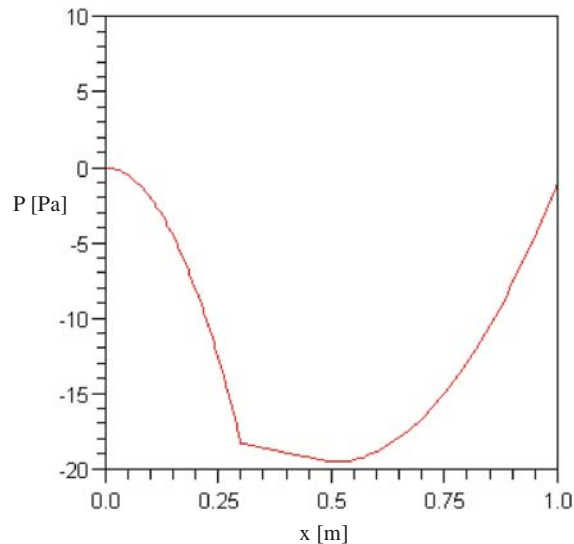


Figura 3-8 - Distribuição de pressão de vapor ao longo do termossifão de mercúrio com modelo de Busse e Cotter.

Como observado no gráfico da Figura 3-8, a diferença de pressão nas três regiões de vapor do termossifão é relativamente muito pequena, se comparada ao o nível da pressão de vapor de 8,2 bar do mercúrio a 500 °C.

3.4.3 - Modelo de Chisholm e Chi

Chisholm (1971) e Chi (1976) desenvolveram um modelo baseado em uma equação de conservação de quantidade de movimento em um volume de controle mostrado na Figura 3-9, que estabelece que:

$$\sum F = \frac{d}{dt}(mv). \quad (3-48)$$

Utilizando-se do teorema do transporte de Reynolds, tem-se que:

$$\frac{d}{dt}(mv) = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho v dV + \int_{SC(saida)} \rho v_r^2(r) dA + \int_{SC(entrada)} \rho v_r^2(r) dA. \quad (3-49)$$

Utilizando o esquema mostrado na Figura 3-9, tem-se que, para regime permanente:

$$\frac{d}{dt}(mv) = \int_A \rho_v v_r^2(r) dA + \frac{d}{dx} \int_A \rho_v v_r^2(r) dA dx - \int_A \rho_v v_r^2(r) dA = \frac{d}{dx} \int_A \rho_v v_r^2(r) dA dx. \quad (3-50)$$

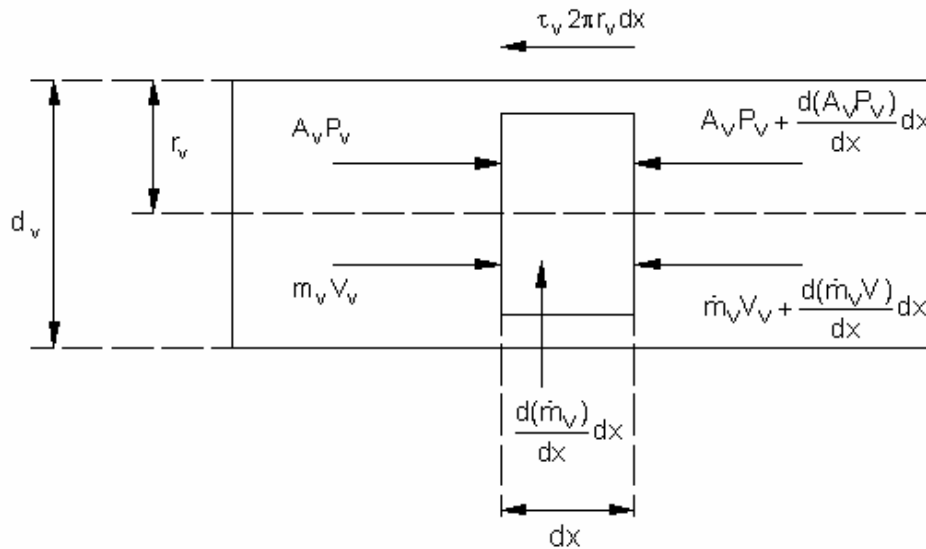


Figura 3-9 - Volume de controle utilizado por Chi (1976).

O volume de controle está sujeito às forças de arrasto e de pressão, ou seja:

$$\sum F = A_v P_v - A_v P_v - \frac{d(A_v P_v)}{dx} dx - \tau_v 2\pi r_v dx = - \frac{d(A_v P_v)}{dx} dx - \tau_v 2\pi r_v dx, \quad (3-51)$$

onde A_v é a área do fluxo, P_v a pressão do vapor τ_v a tensão de cisalhamento aplicados ao vapor.

Igualando as equações (3-50) e (3-51):

$$-\frac{d(A_v P_v)}{dx} dx - \tau_v 2\pi r_v dx = \frac{d}{dx} \int_A \rho_v v_r^2(r) dA dx. \quad (3-52)$$

Desenvolvendo a derivada e isolando o termo $\frac{dP_v}{dx}$, tem-se:

$$\frac{dP_v}{dx} = -\frac{\tau_v 2\pi r_v}{A_v} - \frac{1}{A_v} \frac{d}{dx} \int_A \rho v_r^2(r) dA. \quad (3-53)$$

O segundo termo do lado direito da equação anterior representa a taxa de mudança da quantidade de movimento que atravessa a área A_v que não é igual à quantidade de movimento calculado pelo produto de valores médios de \dot{m}_v e v_v ($\dot{m}_v v_v$). Com isto, um fator β para a correção da quantidade de movimento pode ser introduzido e definido como a razão entre a quantidade de movimento real pela quantidade de movimento calculada pela velocidade média v_v , ou seja:

$$\beta = \frac{\int_A \rho v_r^2(r) dA}{\rho v_v^2 A_v}. \quad (3-54)$$

Se a velocidade do vapor é constante e não varia ao longo da seção transversal, então $\beta = 1$. Substituindo β na taxa de mudança da quantidade de movimento:

$$\text{taxa de mudança da quantidade de movimento} = \frac{1}{A_v} \frac{d}{dx} (\beta \rho v_v^2(r) A_v) \quad (3-55)$$

e efetuando a derivação (para ρ e A_v constantes), encontra-se:

$$\frac{1}{A_v} \frac{d}{dx} (\beta \rho v_v^2(r) A_v) = \rho v_v^2 \frac{d}{dx} (\beta) + \beta \rho \frac{d}{dx} (v_v^2). \quad (3-56)$$

Assumindo que o perfil de velocidade v_r como uma função fraca da posição x , então $\frac{d\beta}{dx} \approx 0$, daí:

$$\frac{1}{A_v} \frac{d}{dx} (\beta \rho_v v_v^2(r) A_v) = \beta \rho_v \frac{d}{dx} (v_v^2) = \beta \rho_v \frac{d}{dx} \left(\frac{\dot{m}_v^2}{\rho_v^2 A_v^2} \right) = \frac{2\beta \rho_v \dot{m}_v}{\rho_v^2 A_v^2} = \frac{2\beta \dot{m}_v}{\rho_v A_v^2} \frac{d\dot{m}_v}{dx}. \quad (3-57)$$

Para o vapor têm-se as seguintes expressões:

$$\tau_v = \frac{1}{2} f_v \rho_v v_v^2, \quad v_v = \frac{\dot{m}}{\rho_v A_v}, \quad Re_v = \frac{2r_v \rho_v \bar{v}_v}{\mu_v}, \quad A_v = \pi r_v^2, \quad (3-58)$$

que substituindo no primeiro termo da equação (3-53) resulta em:

$$\frac{\tau_v 2\pi r_v}{A_v} = \frac{(f_v Re_v) \mu_v \dot{m}_v}{2A_v r_v^2 \rho_v}. \quad (3-59)$$

Finalmente, a equação (3-53) assume a forma:

$$\frac{dP_v}{dx} = - \frac{(f_v Re_v) \mu_v \dot{m}_v}{2A_v r_v^2 \rho_v} - \beta \frac{2\dot{m}_v}{\rho_v A_v^2} \frac{d\dot{m}_v}{dx}, \quad (3-60)$$

onde o parâmetro β que compensa as variações na velocidade do vapor que cruza a seção reta do volume de controle é dado por:

$$\beta = \frac{1}{\rho_v^2 A_v} \int_A \rho v_r^2(r) dA = \frac{\rho_v^2 A_v}{\dot{m}_v^2} \int_A v_r^2(r) dA. \quad (3-61)$$

Para caracterizar o fluxo de vapor, deve-se determinar o número de Reynolds (Re_v) e o número de Mach (Ma_v) do vapor, definidos respectivamente como:

$$Re_v = \frac{2r_{h,v} \dot{Q}}{A_v \mu_v h_{l,v}} \quad \text{e} \quad Ma_v = \frac{\dot{Q}}{A_v \rho_v h_{l,v} (R T_v \gamma_v)^{1/2}}. \quad (3-62)$$

onde $r_{h,v}$ é o raio hidráulico do vapor, R_v é a constante do gás, T_v a temperatura do vapor em kelvin e γ_v é a razão entre os calores específicos do vapor, iguais a 1,67, 1,4 e 1,33 para vapores monoatômicos, diatômicos e poliatômicos.

O número de Reynolds irá caracterizar o regime do fluxo de vapor em laminar ($Re_v < 2300$) ou turbulento ($Re_v > 2300$), enquanto que o número de Mach caracteriza se o

fluxo deve ser tratado com compressível ($Ma_v > 0,2$) ou incompressível ($Ma_v < 0,2$). Dessa forma, Peterson (1994) apresenta as seguintes combinações para o fator $f_v Re_v$ que podem ser utilizadas com precisão razoável:

Para $Re_v < 2300$ e $Ma_v < 0,2$, $(f_v Re_v) = 16$,

Para $Re_v < 2300$ e $Ma_v > 0,2$, $(f_v Re_v) = 16$ e

(3-63)

Para $Re_v > 2300$ e $Ma_v < 0,2$, $(f_v Re_v) = 0,038 \left(\frac{2r_{h,v} Q}{A_v \mu_v h_{l,v}} \right)^{3/4}$.

3.4.3.1 - Análise da queda de pressão com o modelo de Chisholm e Chi

Considerando que a distribuição da velocidade do vapor não varia na direção transversal, isto é $\beta=1$, e que a taxa de evaporação e condensação é uniforme, encontra-se as seguintes vazões mássicas para o evaporador (sem piscina e toda parede em contato com filme), secção adiabática e condensador na direção axial (com $x = 0$ na base do evaporador e $\dot{m}(0) = 0$), dados respectivamente por:

$$\dot{m}_{ve} = \int_0^x \frac{d\dot{m}_{ve}}{dx} dx = \frac{\dot{Q}}{h_{lv} L_e} \cdot x, \quad \dot{m}_{va} = \frac{\dot{Q}}{h_{lv}} \left(\frac{d\dot{m}_{va}}{dx} = 0 \right) \text{ e}$$

(3-64)

$$\dot{m}_{vc} = \int_{L_e+L_a}^x \frac{d\dot{m}_{vc}}{dx} dx = -\frac{\dot{Q}}{h_{lv} L_c} (x - L_e - L_a) + \dot{m}_{va}.$$

Com isto, através da equação (3-60), pode-se estimar a seguinte distribuição de pressão para o núcleo de vapor do termossifão:

$$P_v(x) = \begin{cases} P_v(x=0) - \left[\frac{(f_v Re_v) \mu_v \dot{Q}}{2A_v r_v^2 \rho_v h_{lv} L_e} - \frac{2\beta}{\rho_v A_v^2} \left(\frac{\dot{Q}}{h_{lv} L_e} \right)^2 \right] \frac{x^2}{2}, & \text{para } 0 < x < L_e, \\ P_v(x=L_e) - \frac{(f_v Re_v) \mu_v \dot{Q}}{2A_v r_v^2 \rho_v h_{lv}} (x - L_e), & \text{para } L_e < x < L_e + L_a, \\ P_v(x=L_e + L_a) + \left[\frac{(f_v Re_v) \mu_v \dot{Q}}{2A_v r_v^2 \rho_v h_{lv}} - \frac{2\beta}{\rho_v A_v^2 L_c} \left(\frac{\dot{Q}}{h_{lv}} \right)^2 \right] \left[-\frac{(x - L_e - L_a)}{2L_c} + (x - L_e - L_a) \right] \\ \text{para } L_e + L_a < x < L_e + L_a + L_c. \end{cases} \quad (3-65)$$

A Figura 3-10 mostra a distribuição de pressão, pela equação (3-65), ao longo do núcleo de vapor de um termossifão com $L_c = 500$ mm, $L_a = 200$ mm e $L_e = 300$ mm, transportando uma taxa de transferência de calor de 2000W. O fluido de trabalho é o mercúrio a uma temperatura de saturação de 500 °C. Verifica-se que queda de pressão no evaporador e na seção adiabática, e a recuperação parcial de pressão no condensador possuem valores muito baixos, quando comparado ao nível de pressão encontrado em um termossifão que opera em alta temperatura.

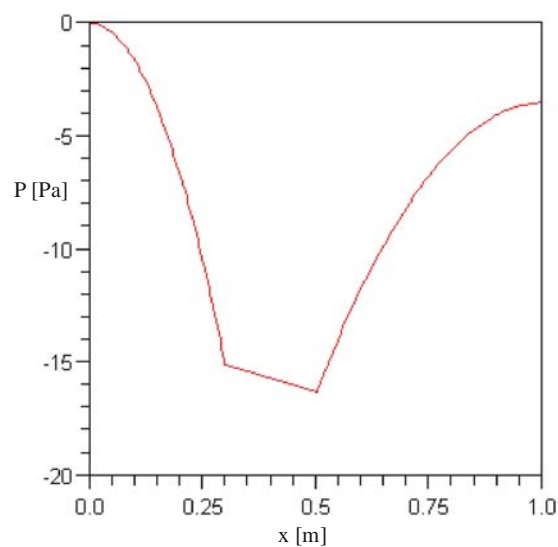


Figura 3-10 – Distribuição de pressão de vapor ao longo do termossifão de mercúrio com modelo de Chisholm e Chi.

Assim como o modelo de Busse e Cotter, a diferença de pressão no condensador, evaporador e seção adiabática calculados pelo modelo de Chisholm e Chi, Figura 3-10, é muito pequena.

Dessa forma, observando as análises da queda de pressão nas três regiões do termossifão através dos modelos abordados, a diferença de pressão entre o evaporador e o condensador será considerada desprezível para efeitos de cálculos das propriedades e temperatura do fluido deste modelo proposto.

3.5. - Região dos Gases Não Condensáveis

Os gases não condensáveis são provenientes tanto do ar que fica confinado no tubo, como das reações químicas do fluido com a parede do tubo. No termossifão, estes gases,

por serem mais leves que o fluido de trabalho, ficam concentrados na região superior durante a operação do termossifão. A transferência de calor na região dos gases não condensáveis é significativamente menor do que a seção do condensador onde a mudança de fase está ocorrendo (Storey, 2003), diminuindo o comprimento efetivo de troca de calor. Dessa forma, é razoável considerar esta região como adiabática.

No modelo proposto deste trabalho, apenas ar é considerado presente no tubo. Com isto, admite-se que o gás não condensável se comporta como um gás perfeito, de forma que a sua massa e o seu volume podem ser calculados através da equação de estado do gás perfeito. Os valores iniciais da temperatura e pressão são medidos no tubo logo após a evacuação, calculando-se assim massa do ar confinada no tubo. Esta massa de ar confinada é irrisória para baixos valores de pressão.

Na operação do termossifão, a pressão do vapor do fluido de trabalho aprisionará o gás não condensável no topo do tubo. No regime permanente, a pressão deste gás pode ser considerada igual à pressão do vapor e a temperatura estimada por uma média ponderada entre temperatura da parede e do vapor saturado. Finalmente é possível calcular o volume que o gás não condensável ocupa e, conseqüentemente, o comprimento não efetivo do termossifão.

3.6. - Distribuição de Temperatura na Parede do Tubo

A distribuição axial de temperatura na parede é obtida a partir da técnica numérica de volumes de controle, resolvido pelo método de volumes finitos. A parede, composta de um tubo metálico, é dividida em diversos anéis (volumes de controle) iguais. A seção transversal dos anéis tem comprimento Δx e espessura igual ao do tubo, mostrado na Figura 3-11. Considera-se que ao longo da circunferência deste anel, propriedades, como a temperatura, não variam e que a taxa de transferência de calor é simétrica em relação ao eixo central.

Considerando que a espessura da parede do termossifão é fina, pode-se assumir que a temperatura radial é uniforme, isto é, as temperaturas do lado leste (e'), oeste (w) e centro são iguais a T_p . Cada volume da parede, com comprimento Δx , é submetido a fluxos de calor (q) em suas fronteiras laterais, ou seja, convecção nas fronteiras leste (e') e oeste (w') e troca térmica entre fronteiras norte (n) e sul (s), que se dá por condução axial, como pode ser visualizado na Figura 3-11.

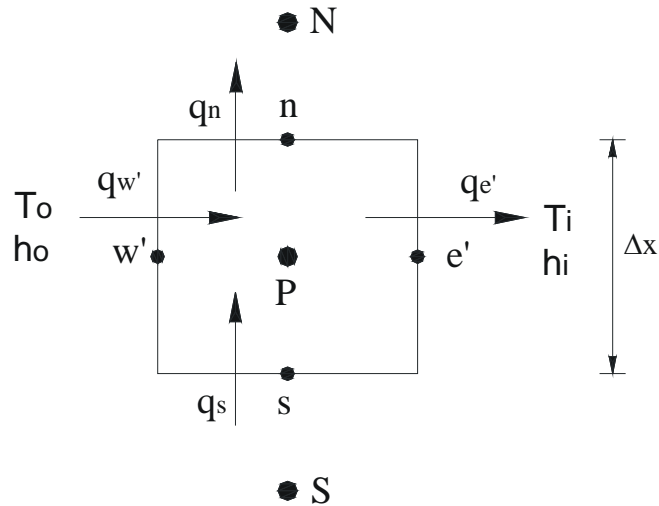


Figura 3-11 – Balanço de energia em um volume da parede do tubo (seção transversal do anel).

A equação aproximada de cada volume é obtida através do balanço de energia nas fronteiras: convecção nas paredes laterais (leste e oeste) e condução axial (norte e sul). Assim, as taxas de transferência de calor (\dot{Q}) do lado leste e oeste, transportadas pela convecção entre fluido e parede, e a condução entre as faces norte e sul, devem obedecer à conservação de energia dada por $\dot{Q}_{w'} + \dot{Q}_s - \dot{Q}_n - \dot{Q}_{e'} = 0$, e dessa forma:

$$h_o A_{w'} (T_o - T_p) + \frac{k_w A_{ts}}{\Delta x} (T_s - T_p) - h_i A_{e'} (T_p - T_i) - \frac{k_w A_{tn}}{\Delta x} (T_p - T_n) = 0, \quad (3-66)$$

onde h_o e h_i são os coeficientes de transferência de calor externo e interno ao tubo e T_o e T_i as temperaturas interna e externa, respectivamente.

A partir da equação (3-66) obtêm-se a equação aproximada do método de volumes finitos, indicada a seguir:

$$A_p T_p = A_n T_n + A_s T_s + B, \quad (3-67)$$

onde A_p , A_s , A_n e B são os coeficientes da equação, dados por:

$$A_p = h_o A_{w'} + A_s + A_n + h_i A_{e'}; \quad A_s = \frac{k_w A_{ts}}{\Delta x}; \quad A_n = \frac{k_w A_{tn}}{\Delta x} \quad \text{e} \quad B = h_o A_{w'} T_o + h_i A_{e'} T_i.$$

Nos volumes localizados nas extremidades norte e sul do termossifão, uma das faces é considerada adiabática: a face norte do topo e face sul da base do termossifão. Com

isto, nestas faces há a condição $\partial T/\partial x \approx 0$ e, conseqüentemente, os coeficientes “ A_s ” para o volume da base e “ A_n ” para o volume do topo são iguais à zero. Em cada volume de controle da seção adiabática, se considera que não há toca de calor nas fronteiras laterais, conseqüentemente os coeficientes de convecção externo (h_o) e interno (h_i) são iguais a zero. Isto resulta uma região sem evaporação e condensação de filme.

Na região do evaporador, há uma taxa de transferência de calor (\dot{Q}_w) prescrita no lado oeste, levada em consideração através da alteração dos coeficientes A_p e B da equação aproximada. Estes coeficientes são descritos no Apêndice B.

Cada volume de controle do termossifão possui a sua própria equação aproximada, equação (3-67). Dessa forma, um sistema de equações lineares é formado e pode ser resolvido por métodos iterativos como o método de Jacobi e o de Gauss-Seidel (Maliska, 1995), dados respectivamente por:

$$A_p T_p^{k+1} = A_s T_s^k + A_n T_n^k + B \quad (\text{Jacobi}) \quad (3-68)$$

e

$$A_p T_p^{k+1} = A_s T_s^{k+1} + A_n T_n^k + B \quad (\text{Gauss-Seidel}), \quad (3-69)$$

onde o índice k é o nível de iteração do processo de solução do sistema linear.

O método de Jacobi resolve sistemas lineares usando valores das variáveis da iteração anterior, como demonstrado na equação (3-68), na qual o índice k refere-se a iteração anterior e $k+1$ é a iteração atual. O ciclo iterativo segue os passos: (a) estimar o campo de valores inicial de temperatura da parede, (b) iterar em k , (c) calcular T_p usando equação (3-68) para todos os pontos do domínio e (d) checar a convergência e retornar se o critério não for satisfeito.

O método de Gauss-Seidel, equação (3-69), é essencialmente igual ao do Jacobi, com a diferença de da utilização das variáveis do mesmo ciclo iterativo e como resultado acelera a convergência.

A face leste de cada volume tem contato com o interior do termossifão e, então, o tipo de transferência de calor depende da região em que este volume se encontra. Na região do condensador e evaporador em contato com filme, os coeficientes médios de transferência de calor do filme para cada volume de controle (dado pelo índice i) são calculadas utilizando-se as equações (3-7) e (3-11), encontrando-se as respectivas equações abaixo:

$$\bar{h}_c(i) = \frac{4}{3} \frac{k_l}{C_1 \cdot \Delta x_c} \left((C_1 \cdot x_{(i)})^{\frac{3}{4}} - (C_1 \cdot x_{(i-1)})^{\frac{3}{4}} \right), \text{ e} \tag{3-70}$$

$$\bar{h}_e(i) = \frac{4}{3} \frac{k_l}{C_2 \cdot \Delta x_e} \left(\left(C_2 \cdot x_{(i)} + \delta_{L_a+L_c}^4 - C_2 \cdot (L_a + L_c) \right)^{\frac{3}{4}} - \left(C_2 \cdot x_{(i-1)} + \left(C_2 \cdot x_{(i-1)} + \delta_{L_a+L_c}^4 - C_2 \cdot (L_a + L_c) \right) \right)^{\frac{3}{4}} \right), \tag{3-71}$$

onde $C_1 = \frac{4 \cdot k_l \cdot \mu_l \cdot (T_v - T_{w(i)})}{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot h'_{lv}}$, $C_2 = \frac{4 \cdot k_l \cdot \mu_l \cdot (T_v - T_w(i))}{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot h'_{ve}}$, $h'_{ve} = h_v + 0,68 \cdot cp_l \cdot (T_{w(i)} - T_v)$,

$h'_{lv} = h_v + 0,68 \cdot cp_l \cdot (T_v - T_{w(i)})$, $x_{(i-1)}$ a posição da face norte e $x_{(i)}$ a posição da face sul do volume de controle.

O primeiro volume de controle da piscina que se localiza na interface vapor-piscina, ilustrado na Figura 3-12, tem o coeficiente de transferência de calor interno (face leste) expresso como a média ponderada do coeficiente de transferência do filme e da piscina, considerando a área de contato entre o filme e a piscina com a parede do tubo. Nos demais volumes de controle da piscina, cujo comprimento é igual ao volume da parede, o coeficiente de transferência interno é uniforme em toda área de contato com a parede.

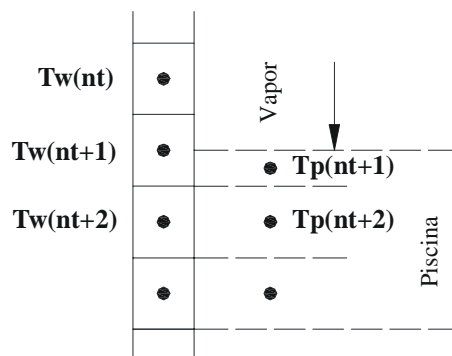


Figura 3-12 – Volumes de controle da piscina em contato com a parede do termossifão.

Como este método de volumes finitos não considera a resistência térmica de condução radial da parede, acrescenta-se esta resistência de condução radial à resistência térmica do filme ou da piscina (dependendo da região), gerando um coeficiente global de transferência de calor interno (U_i) (face leste) dado por:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{d_i \cdot \ln(r_o/r_i)}{2 \cdot k_w}}, \quad (3-72)$$

onde h_i representa coeficiente de transferência de calor do filme (h_e ou h_c) ou da piscina, dependendo da posição do volume de controle em consideração.

As faces oeste dos volumes de controle do condensador estão submetidas a um coeficiente de transferência externa ($h_{ext.c}$). Este coeficiente pode ser estimado por correlações na literatura ou por dados experimentais.

Por fim, quando se emprega uma distribuição de temperatura na parede do tudo, o perfil de filme de líquido calculado torna-se diferente de um perfil com temperatura de parede uniforme. Esta afirmação é confirmada pela Figura 3-13, onde perfis de filme com as temperaturas uniformes T_{w1} e T_{w2} , respectivamente iguais a 300 °C e 400 °C, são confrontados o perfil com temperatura variável T_{w3} , com variação axial linear entre 300 °C a 400 °C. Nesta análise usa-se o sódio com temperatura de vapor igual a 500 °C.

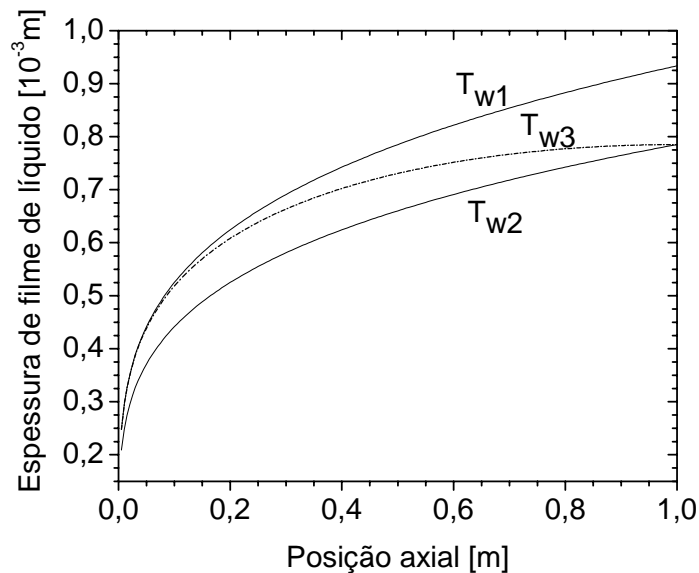


Figura 3-13 – Espessura de filme de líquido para três distribuição de temperatura na parede .

3.7. - Fluxograma para o Modelo

O fluxograma empregado para a solução numérica do modelo desenvolvido é visualizado na Figura 3-14. Os dados de entrada necessários para simulação são: os comprimentos do condensador (L_c), seção adiabática (L_a) e evaporador (L_e); o diâmetro interno (d_i) e externo (d_e) do tubo; a taxa de transferência de calor (\dot{Q}_e); a temperatura ambiente (T_{extc}); o coeficiente de transferência externo ao condensador (h_{extc}); e a quantidade de fluido de trabalho (M_s). Com isso, o modelo determinará o perfil de temperatura e espessura de filme do termossifão em regime permanente.

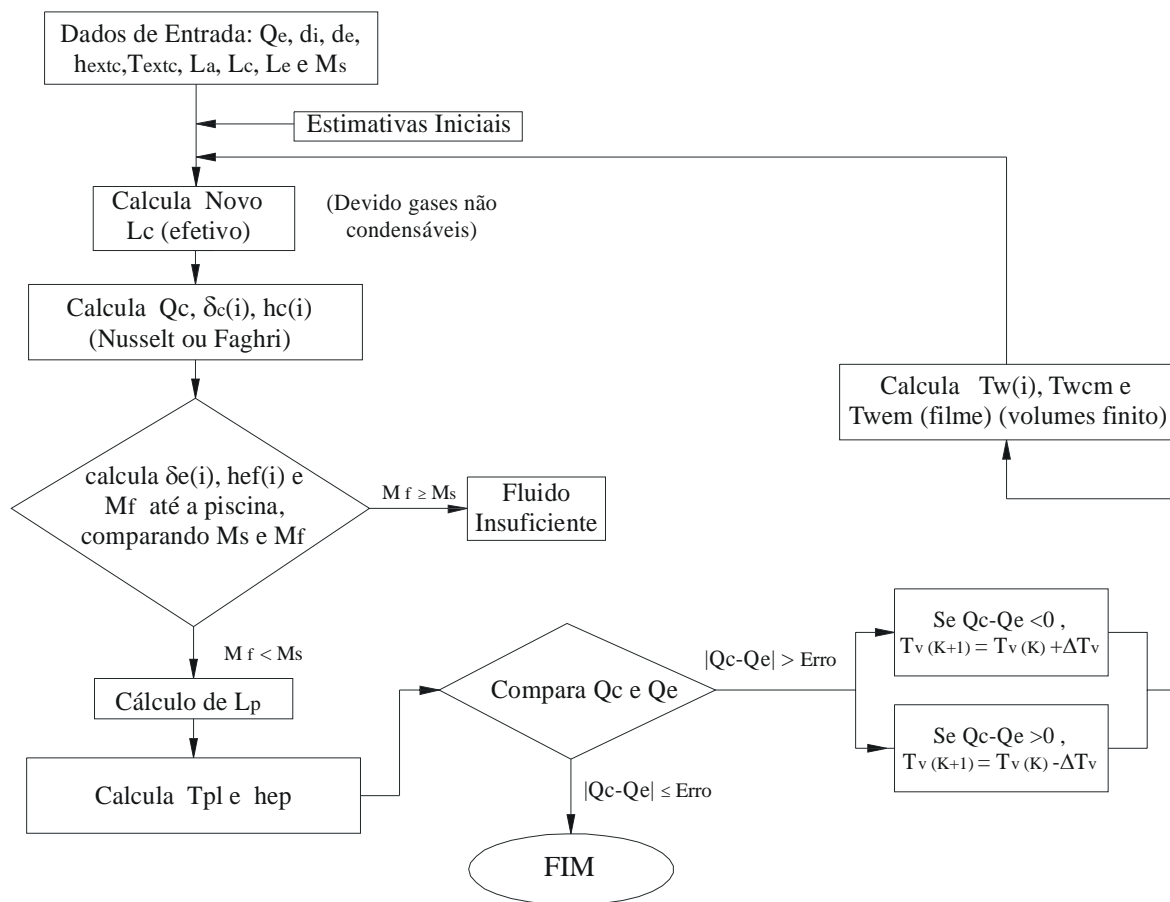


Figura 3-14 – Fluxograma do modelo proposto.

Primeiramente é necessária uma estimativa inicial das temperaturas dos volumes de controle da parede do termossifão e da temperatura do vapor. Com estes dados, calcula-se o comprimento efetivo do condensador, ou seja, região do condensador que há troca efetiva de calor. Este comprimento é calculado subtraindo-se do comprimento inicial do condensador (L_{ci} , dado de entrada ao programa) a região ocupada pelos gases não

condensáveis na região superior do tubo. O espaço ocupado pelos gases não condensáveis é calculado pela equação de estado do gás perfeito e, dessa forma, o comprimento efetivo do condensador (L_c) é dado por:

$$L_c = L_{ci} - T_g P_{vacuo} \left(L_t - m_t / (\rho_v \pi r_i^2) \right) / (P_v T_{vacuo}), \quad (3-73)$$

onde m_t é a massa total de fluido no interior do termossifão, P_{vacuo} e T_{vacuo} a pressão e temperatura logo do tubo evacuado e T_g a temperatura do gás não condensável na condição de operação do termossifão. T_g é dado como a média da temperatura da parede em contato com o gás e a temperatura do vapor do fluido de trabalho.

O segundo passo do programa é calcular a espessura do filme de líquido (δ_c) e os coeficientes de transferência de calor (h_c) para cada volume de controle do condensador, determinados pelas equações (3-6) e (3-70). Com isto, a taxa de transferência de calor no condensador (\dot{Q}_c) é calculada pela soma da taxa de transferência de cada volume “ i ” do condensador, ou seja:

$$\dot{Q}_c = \sum_{i=1}^{n_c} h_c(i) A_i (T_w(i) - T_v), \quad (3-74)$$

onde A_i é a área da superfície interna de cada volume de controle.

O coeficiente médio de transferência de calor h_{cm} também pode ser calculado pela média aritmética dos coeficientes dos volumes. Na secção adiabática, a espessura do perfil do filme não varia, sendo igual à espessura de filme que se observa na fronteira do condensador.

A seguir segue-se ao cálculo no evaporador, onde há filme de líquido e piscina. A temperatura do vapor é considerada igual à da região do condensador. Calcula-se, então, o perfil de filme de líquido (δ_e), equação (3-9), e o coeficiente de transferência de calor do filme (h_{ef}), equação (3-71), para cada volume. Este procedimento é realizado volume a volume, calculando a massa de líquido de todo perfil do filme (M_f) até a piscina, cujo comprimento L_p é calculado por:

$$L_p = (M_s - M_f) / (\rho_l \pi r_i^2). \quad (3-75)$$

Se a massa de líquido do perfil do filme for maior do que a massa total do termossifão, o programa avisa que há não há fluido suficiente. Caso contrário passa-se a determinar o coeficiente de transferência de calor h_{ep} que pode ser calculada das correlações da literatura afim ou a partir dos dados experimentais e, a temperatura T_{pl} em cada volume da piscina. Na piscina, considera-se o fluido na condição de saturação e despreza-se a variação da temperatura, já que a profundidade é pequena e o fluido está sob efeito de convecção e ebulição.

A seguir faz-se uma comparação da taxa de transferência de calor do condensador (\dot{Q}_c), equação (3-74), com a taxa de transferência de calor de entrada (\dot{Q}_e). Se a diferença ($\dot{Q}_c - \dot{Q}_e$) for inferior a um valor de tolerância de convergência, o programa é finalizado. Caso a diferença entre estas duas taxas de transferência de calor não convirjam, incrementa-se a temperatura do vapor. Este incremento é positivo se a diferença ($\dot{Q}_c - \dot{Q}_e$) é menor que zero e negativo se ($\dot{Q}_c - \dot{Q}_e$) for maior que zero, isto é:

$$\begin{aligned} T_v^{k+1} &= T_v^k + \Delta T_v \text{ se } (\dot{Q}_c - \dot{Q}_e) < 0 \text{ e,} \\ T_v^{k+1} &= T_v^k - \Delta T_v \text{ se } (\dot{Q}_c - \dot{Q}_e) > 0, \end{aligned} \quad (3-76)$$

onde k é o nível de iteração do programa.

Após este incremento a temperatura do vapor, uma nova distribuição da temperatura da parede é calculada pelo método de volumes finitos, levando-se em conta todos os valores de coeficientes de transferências encontradas dos volumes de controle. E, então, retorna-se ao segundo passo até atingir a convergência.

O programa do modelo proposto é desenvolvido em linguagem FORTRAN (Compaq Visual Fortran Version 6.5).

3.8. - Conclusão

O modelo proposto apresentado neste capítulo simula o regime permanente de um termossifão em alta temperatura. Modelos de filme de líquido e núcleo de vapor encontrados na literatura afim foram utilizados como base na determinação do comportamento térmico do termossifão deste modelo.

No modelo de filme de líquido, que foi baseado na teoria de Nusselt, consideram-se fenômenos de condensação e evaporação, na qual calculam a espessura, velocidade e coeficiente de transferência de calor para o filme.

Os modelos do núcleo de vapor descrevem o fenômeno da queda de pressão do vapor ao longo do termossifão. Modelos como o de Cotter e Busse e Chisholm e Chi foram desenvolvidos para analisar a queda de pressão nas três regiões do termossifão, concluindo-se que a queda de pressão do vapor ao longo do termossifão é de valor relativamente baixo, comparado ao nível de pressão no interior do tubo. Dessa forma, a variação das propriedades do vapor pode ser considerada desprezível ao longo de todo núcleo de vapor.

O modelo também considera a distribuição de temperatura na parede do tubo utilizando o método de volumes finitos.

CAPÍTULO 4

ESTUDO EXPERIMENTAL

Neste capítulo, é descrito o trabalho experimental realizado para o estudo de termossifões cujo fluido de trabalho é o mercúrio. Primeiramente é descrita a bancada experimental montada exclusivamente para este fim. Depois os processos empregados na fabricação de termossifões são descritos. Em seguida, a especificação dos termossifões e a metodologia de testes são apresentados.

4.1. - A Bancada Experimental

A bancada experimental foi desenvolvida visando à realização de testes com termossifões que operam em altas temperaturas (temperaturas que podem atingir até 800 °C). Esta bancada é formada por um forno elétrico tubular, um controlador de potência e um sistema de aquisição de dados, conforme ilustrado no desenho esquemático da Figura 4-1 e na foto da Figura 4-2.

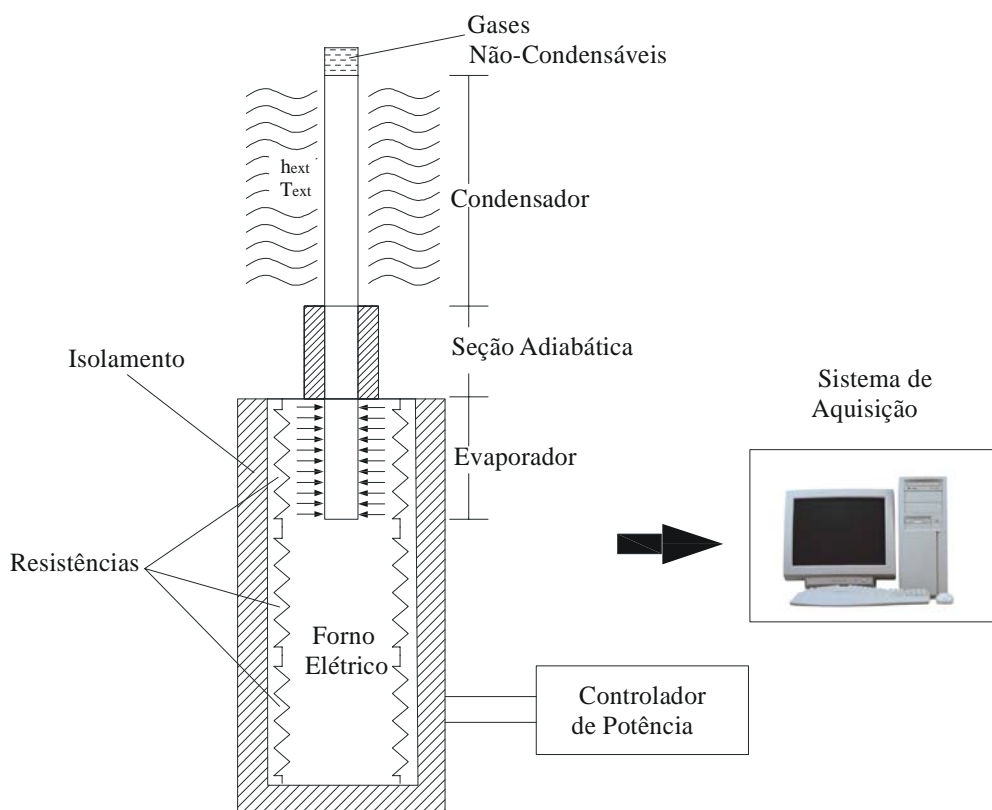


Figura 4-1 – Desenho esquemático da bancada experimental.



Figura 4-2 - Foto do aparato experimental.

O forno elétrico, fabricado pela “Sanchis”, contém três (3) resistências de aço Kanthal A1 alojadas em fibra cerâmica moldada, cada uma com comprimento de 200 mm e com 50 mm de diâmetro interno, conforme mostra a fotografia da Figura 4-3. As resistências funcionam de forma independente e cada uma possui um controlador individual de temperatura digital micro processado N480, que permite a resistência atingir um patamar máximo de 1200 °C. As resistências elétricas para as resistências superior, média e inferior foram medidas, e apresentam valores de 26,5 Ω , 26,1 Ω e 26,4 Ω , respectivamente, com incerteza de $\pm 0,3 \Omega$. A transferência de calor imposta ao termossifão é por meio de radiação térmica emitida pelas resistências. Este forno foi adquirido com recursos de um Projeto Universal do CNPq, encerrado no ano de 2007.

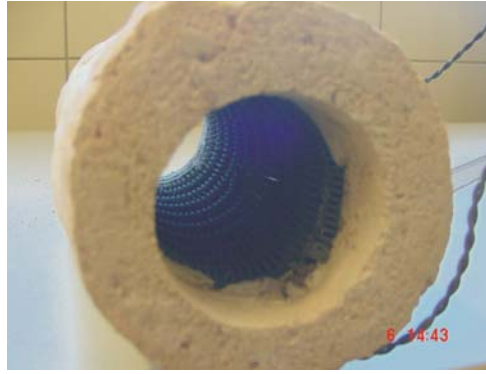


Figura 4-3 – Resistência elétrica do forno da bancada experimental.

O isolamento deste forno é de fibra cerâmica. Após alguns testes, verificou-se a necessidade de melhorar o isolamento e, desta forma, foi construída uma caixa de madeira na forma de um cubo de 0,9 m de aresta ao redor do forno, que foi preenchido com vermiculita (um isolante térmico). A vermiculita formou uma parede adicional isolante de 300 mm de espessura, praticamente eliminando as perdas pelas paredes. O forno com a caixa preenchida com vermiculita está mostrado na Figura 4-2.

Na superfície superior do forno foi instalado um acessório de centralização e suporte para o termossifão, que também pode ser visto na Figura 4-2. Este dispositivo é formado por 4 (quatro) hastes rígidas, de aço carbono, soldadas na base (superfície superior do tubo) e contendo, cada haste, dois parafusos transversais (também de aço carbono) que posicionarão e fixarão o tubo. A perpendicularidade do termossifão com este dispositivo é analisada utilizando-se uma barra horizontal, um nível de bolha, um esquadro de ângulo reto e uma escala em milímetro, o que possibilita o cálculo do ângulo de inclinação em relação ao eixo vertical. Com isso, verifica-se que o ângulo de inclinação em relação ao eixo vertical é inferior a 5 graus. Esta máxima inclinação ainda permite que o desempenho do termossifão seja praticamente o mesmo em relação ao seu funcionamento na vertical.

O controlador de potência varia a tensão liberada para as resistências de 0 a 220 V permitindo testes com várias faixas de potência.

4.1.1 - Sistema de Medição

O sistema de medição de temperatura é composto por: termopares tipo K; uma caixa isotérmica; um sistema de aquisição de dados da HP 34970a; uma garrafa térmica com termômetro de mercúrio imerso em água destilada (que é a temperatura de referência

deste sistema); e um microcomputador para aquisição de dados, como ilustrado na Figura 4-4. Este sistema de medição também mede a tensão (voltagem) que é fornecida às resistências do forno.

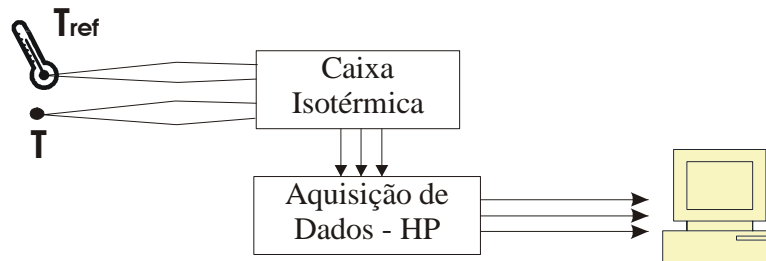


Figura 4-4 – Sistema de aquisição de medição de temperatura.

A caixa isotérmica é formada por um cilindro maciço de cobre enrolado com fios de cobre e isolado dentro de uma caixa. A sua finalidade é uniformizar a temperatura da junção de referência dos termopares, para não sofrer influência do aquecimento interno que é gerado pelo circuito elétrico do sistema de aquisição da HP.

A temperatura de referência do sistema de aquisição HP também sofre influência do aquecimento do circuito elétrico. Então, uma nova temperatura de referência é dada pela leitura de um termômetro de bulbo de mercúrio inserida em água destilada no interior de uma garrafa térmica. Com essa temperatura de referência medida pelo termômetro, minimiza-se o erro estimado do sistema de medição de temperatura.

O sistema de medição de temperatura foi calibrado, tomando-se como base de referência a temperatura de um forno marca OMEGA modelo CL 552 que opera na faixa de temperatura entre 200 °C e 1100 °C. A montagem da calibração do sistema de medição é mostrada na Figura 4-5, na qual se utiliza um termopar OMEGA do tipo “K”, para faixa de temperatura até 980 °C. Este termopar calibra um rolo de fios de termopar que foi usado na fabricação de termopares instrumentados ao longo dos termossifões. Os erros sistemáticos e aleatórios da calibração do sistema de medição são mostrados no Apêndice C.



Figura 4-5 – Montagem da calibração do sistema de medição no forno OMEGA CL552.

4.2. - Fabricação e Especificações dos Termossifões

A qualidade dos termossifões está intrinsecamente relacionada ao seu processo de fabricação, exigindo procedimentos que devem ser cuidadosamente executados, almejando o bom funcionamento e segurança do mesmo. Num processo de fabricação de termossifões, os principais procedimentos são: limpeza, teste hidrostático e de vazamento e carregamento, os quais serão descritos a seguir.

4.2.1 - Limpeza

Após o tubo ser cortado no comprimento desejado, faz-se uma limpeza comum, utilizando pano úmido com acetona ou álcool, tanto na parte externa como interna. A limpeza na parte interna é realizada com auxílio de uma haste e uma furadeira elétrica adaptada, como ilustrado na foto à esquerda da Figura 4-6. Em seguida o tubo é colocado em um banho ultrassônico de acetona para a remoção de óleo ou graxa de suas superfícies, conforme mostra foto à direita da Figura 4-6. Este procedimento de limpeza é necessário e deve ocorrer de forma rigorosa a fim de minimizar a formação de gases não condensáveis devido a essas impurezas (óleo e graxa) no interior do termossifão.



Figura 4-6 – Procedimento de limpeza do tubo.

Após a limpeza do tubo, são confeccionados os tampões, ou seja, tarugos de 4 mm de espessura, com o mesmo diâmetro externo do tubo. Estes tampões são limpos e soldados nas extremidades do tubo com o processo de soldagem TIG sem a adição de material e utilizando argônio como gás de proteção. Num destes tampões está soldado um tubo de menor diâmetro que servirá para o processo de carregamento de fluido no termossifão.

4.2.2 - Teste Hidrostático e Teste de Vazamento

Com o tubo montado, verifica-se sua estanqueidade, isto é, se não há nenhum vazamento em sua carcaça. Este teste de vazamento é realizado através do “Helium Leak Detector” (detector de vazamento por gás hélio) do fabricante EDWARDS, modelo SPECTRON 5000. Este equipamento, mostrado na Figura 4-7 (b), realiza um alto vácuo pelo tubo de carregamento e através da exposição externa ao hélio verifica se há infiltração de hélio para o interior do tubo.

Verificando-se que não há vazamento, realiza-se o teste hidrostático como uma medida de segurança do termossifão, na qual o tubo é submetido a pressões de 500 bar, pressões estas bem superiores (mais do que duas vezes) à pressão de operação do termossifão. Estes testes são realizados pela bomba de alta pressão para testes hidrostáticos, da empresa ACOÉ e modelo BTC01, mostrado na Figura 4-7 (a). Por fim realiza-se um novo teste de vazamento para uma maior confiabilidade do tubo.



(a)



(b)

Figura 4-7 – (a) bomba de alta pressão para testes hidrostáticos e (b) detector de vazamento por gás hélio.

4.2.3 - Carregamentos do Termossifão com Mercúrio.

O processo de carregamento é uma etapa importante na fabricação do termossifão. Nesta etapa, todos os parâmetros dimensionais do tubo devem ser conhecidos, assim como comprimento do evaporador e a razão de enchimento desejado. A razão de enchimento (F) é dada pela razão entre o volume ocupado pelo fluido no estado líquido da piscina (V_{fl}) e o volume do evaporador (V_e):

$$F = \frac{V_{fl}}{V_e} \quad (4-1)$$

No início do carregamento, o tubo é evacuado através de uma bomba de vácuo para uma pressão de ordem 10^2 Pa. Utiliza-se uma válvula globo, modelo S831 da VALMICRO, para a manutenção do vácuo. Esta válvula é conectada a um tubo graduado (graduação de 1,0 ml) através de uma mangueira de silicone, como mostrado no aparato de carregamento na Figura 4-8.

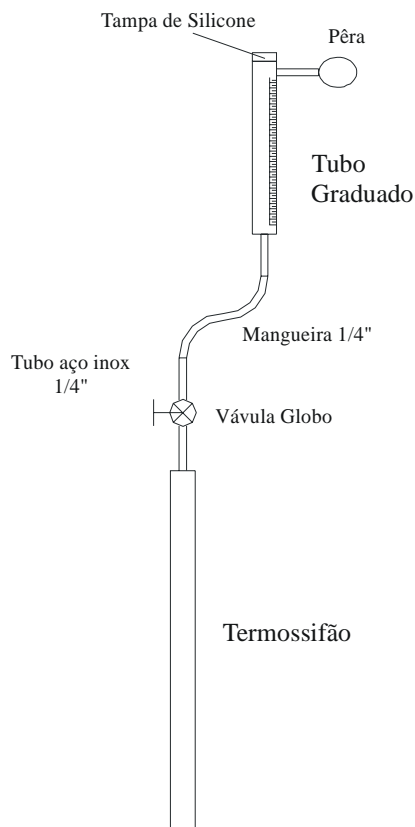


Figura 4-8 – Aparato de carregamento de mercúrio.

Após a montagem de todo o aparato de carregamento, o fluido que está no estado líquido na temperatura ambiente é colocado no tubo de vidro graduado até uma quantidade maior que a desejada. Fazem-se necessárias algumas agitações no tubo graduado e mangueira para eliminar as bolhas de ar. Então, a medição do volume de fluido desejado é realizada pelo controle de abertura e fechamento da válvula e leitura do tubo graduado.

Como o mercúrio é um fluido tóxico, todo o procedimento de carregamento é executado utilizando-se equipamentos de proteção individual como luvas de borracha neoprene e máscaras com filtro, a fim de evitar contaminação, como mostrado na Figura 4-9 (a). Este carregamento foi realizado sob condições de segurança em uma capela com exaustão localizado no Laboratório de Materiais Cerâmicos (LABMAC) do Departamento de Engenharia Química da UFSC, como ilustrado a Figura 4-9 (b) que mostra o termossifão posicionado no interior desta capela pronto para o carregamento.

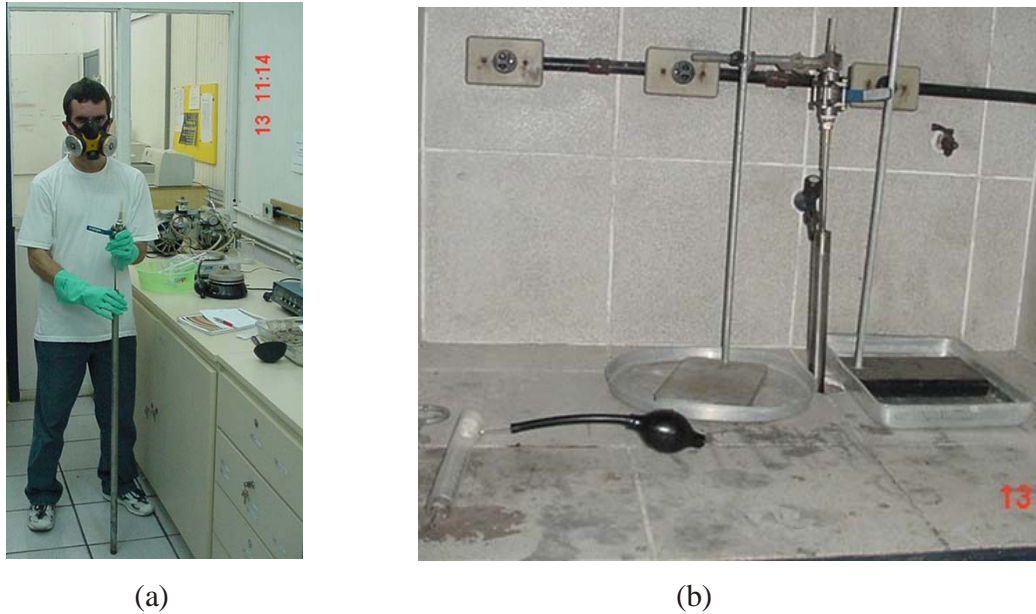


Figura 4-9 – (a) Uso do equipamento de proteção individual e (b) Termossifão posicionado na capela de exaustão para carregamento com mercúrio.

O mercúrio que está no estado líquido quando entra no interior do tubo evacuado passa para o estado saturado contendo a fase líquida e a fase de vapor. Dessa forma, o cálculo da quantidade de líquido e vapor de mercúrio do volume ocupado é necessário. A condição de saturação do mercúrio pode ser visto no Apêndice A.

Da lei da conservação de massa, sabe-se que a quantidade de massa de mercúrio inicial no estado líquido (m_{1l}) será igual à massa de líquido (m_{2l}) e vapor (m_{2v}) após o carregamento. A partir desta informação, calcula-se o volume específico do termossifão (v_T), que dado por:

$$v_T = \frac{V_T}{m_{1l}}, \quad (4-2)$$

onde V_T é o volume interno do termossifão.

Sabendo-se a que a temperatura do termossifão após o carregamento é conhecida (temperatura ambiente) e que o fluido encontra-se no estado saturado, pode-se obter a pressão de saturação e o volume específico do estado líquido (v_{2l}) e vapor (v_{2v}). Com isso, obtém-se o título (X) no interior do termossifão, dado por:

$$X = \frac{V_T / m_{1l} - v_{2l}}{v_{2v} - v_{2l}}. \quad (4-3)$$

Dessa forma, pode-se calcular a massa de líquido e vapor e conseqüentemente o volume que ocupam após o carregamento, dados respectivamente por:

$$V_{2l} = (1 - X) \cdot m_{1l} \cdot v_{2l} \text{ e } V_{2v} = X \cdot m_{1l} \cdot v_{2v}. \quad (4-4)$$

Considerando que o volume de vapor é desprezível, pode-se conseqüentemente se obter a razão de enchimento, dada pela equação (4-1). Este processo de cálculo é um procedimento grosseiro para se determinar a razão de enchimento de um tubo em operação, já que se despreza a quantidade de fluido composta pelo filme de líquido. Dessa forma, um outro procedimento de cálculo será descrito a seguir quando se deseja um uma razão de enchimento mais precisa para o termossifão em funcionamento.

4.2.3.1 - Cálculo do Volume Mínimo de Carregamento

No projeto de construção do termossifão deve-se calcular o volume de fluido de trabalho necessário para que toda a superfície interna fique em contato com o filme de líquido. Esta é quantidade mínima de fluido que se deve carregar o termossifão. Dessa forma, baseado no método de cálculo descrito por Faghri (1995), um método é elaborado para a determinação desta quantidade mínima de fluido de trabalho. Este método calcula a espessura do filme de líquido condensado, a qual é utilizada no cálculo da quantidade necessária de fluido de trabalho para o perfeito funcionamento do tubo, considerando que o termossifão opera em regime permanente e que a altura da piscina de líquido é conhecida.

Faghri (1995) propôs o cálculo deste volume mínimo através da teoria clássica de Nusselt de condensação de filme de líquido em placa plana, aplicado nos processos de condensação e evaporação do termossifão, já apresentada anteriormente nesta tese. Como ilustrado na Figura 4-10, L_f é o comprimento de filme de líquido do evaporador que inclui $L_{f,p}$, que é o comprimento de filme que se formaria se a piscina não existisse.

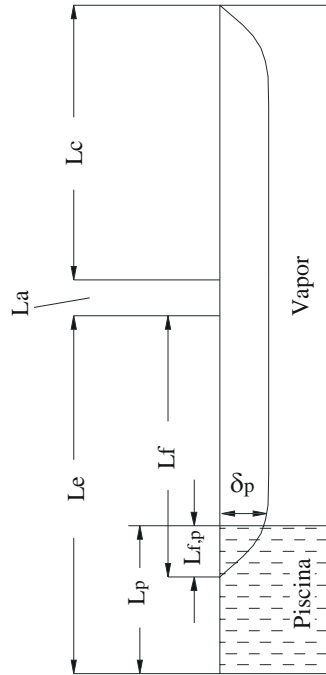


Figura 4-10 – Regiões do termossifão para cálculo do volume mínimo.

Neste método, o vapor é considerado saturado (T_{sat}) em todas as regiões do tubo. Com isto, utilizando a equação de filme de líquido de Nusselt, obtêm-se para o início e o final da seção adiabática, as respectivas equações para espessura do filme:

$$\delta_{Lc} = \left[\frac{4k_l \mu_l (T_{sat} - T_{w,c}) L_c}{g \rho_l^2 h_{lv}} \right]^{1/4} \text{ e } \delta_{Lf} = \left[\frac{4k_l \mu_l (T_{w,f} - T_{sat}) L_f}{g \rho_l^2 h_{lv}} \right]^{1/4}, \quad (4-5)$$

onde $T_{w,c}$ é a temperatura da parede no condensador e $T_{w,f}$ a temperatura da parede ao longo do comprimento de filme L_f no evaporador.

A espessura de filme de líquido é considerada constante na seção adiabática. Desta forma, a espessura deste filme na entrada da região adiabática (δ_{Lc}) é igual à espessura de sua saída (δ_{Lf}). O método considera o comprimento de filme do evaporador (L_f) proporcional ao comprimento do filme no condensador, de acordo com a variação de temperatura entre vapor e parede, dado pela expressão:

$$L_f = L_c \left(\frac{T_{sat} - T_{w,c}}{T_{w,f} - T_{sat}} \right). \quad (4-6)$$

Através da equação do fluxo de massa local do condensado, dado por $\dot{m} = \pi d_i \rho_l^2 g \delta^3 / 3 \mu_l$, da taxa de transferência de calor ($\dot{Q} = \dot{m} h_{lv}$) e da equação para espessura de filme de líquido de Nusselt, pode-se encontrar uma expressão para o comprimento do filme imerso na piscina ($L_{f,p}$) e para L_f , dadas respectivamente por:

$$L_{f,p} = \left[\frac{1}{4k_l(T_{w,e} - T_p)} \right] \left(\frac{\mu_l}{\rho_l^2 g h_{lv}} \right)^{1/3} \left(\frac{3\dot{Q}_p}{\pi d_i} \right)^{4/3} \quad \text{e} \quad (4-7)$$

$$L_f = \left(\frac{3\dot{Q}_e}{\pi d_i} \right)^{4/3} \left(\frac{\mu_l}{\rho_l^2 g h_{lv}} \right)^{1/3} \left[\frac{1}{4k_l(T_{w,f} - T_{sat})} \right], \quad (4-8)$$

onde \dot{Q}_p é a taxa de transferência de calor na piscina e \dot{Q}_e , a taxa de transferência de calor em todo do evaporador, que engloba \dot{Q}_p e a taxa de transferência de calor do filme no evaporador.

O volume em cada seção pode ser calculado por: $V_i = \pi d_i \int_{x=0}^{x=i} \delta dx$, desta forma, o volume de líquido no condensador (V_c), seção adiabática (V_a) e evaporador (V_e) são dados respectivamente por:

$$V_c = \frac{4}{5} \pi d_i L_c^{5/4} \left[\frac{4k_l \mu_l (T_{sat} - T_{w,c})}{\rho_l^2 g h_{fg}} \right]^{1/4},$$

$$V_a = \pi d_i L_a \delta_{Lc} = \pi d_i L_a \left[\frac{4k_l \mu_l (T_{sat} - T_{w,c}) L_c}{\rho_l^2 g h_{fg}} \right]^{1/4} \quad \text{e} \quad (4-9)$$

$$V_{f,e} = \frac{4}{5} \pi d_i (L_f^{5/4} - L_{f,p}^{5/4}) \left[\frac{4k_l \mu_l (T_{w,e} - T_{sat})}{\rho_l^2 g h_{fg}} \right]^{1/4}.$$

O volume de líquido do condensado (V_f), que é o volume mínimo de fluido de trabalho para o termostato funcionar normalmente, é dada pela soma do volume de líquido do condensador, seção adiabática e evaporador, sendo igual a:

$$V_f = \pi d_i \left(\frac{4k_l \mu_l}{\rho_l^2 g h_{lv}} \right)^{1/4} \left[(T_{sat} - T_{w,c})^{1/4} \left(\frac{4}{5} L_c^{5/4} + L_a L_c^{1/4} \right) + \frac{4}{5} (T_{w,e} - T_{sat})^{1/4} (L_f^{5/4} - L_{fp}^{5/4}) \right]. \quad (4-10)$$

Caso o termossifão em operação possua uma piscina de líquido, o volume total de fluido de trabalho será a soma do volume da piscina, do filme de condensado e do vapor. Como a massa do vapor é muito menor do que a massa do líquido, a massa de vapor pode ser desprezada nesta análise. Dessa forma, o volume total é dado pela soma do volume do filme de condensado e da piscina de líquido: $V_t = V_f + V_p$, onde $V_p = \pi d_i^2 L_p / 4$.

Uma segunda análise simplificada para o cálculo da quantidade mínima de fluido de trabalho é também mostrada por Faghri (1995). A quantidade de volume mínimo é tal que o filme de líquido deve cobrir toda parede do termossifão, eliminando a piscina de líquido da análise. Caso não haja fluido suficiente, o filme de líquido não é capaz de preencher toda superfície interna do tubo, aumentando conseqüentemente a temperatura da região seca no evaporador, o qual poderá atingir o ponto de fusão do material. A quantidade mínima representa o volume de fluido suficiente para encobrir toda parede interna com filme de líquido, sem a presença de piscina.

Nestas condições e em regime permanente, a taxa de transferência de calor do evaporador será igual a do condensador, isto é, $\bar{h}_c L_c (T_{sat} - T_{w,c}) = \bar{h}_e L_e (T_{w,e} - T_{sat})$, onde \bar{h}_c e \bar{h}_e são os coeficientes médios de transferência de calor para filme de líquido no condensador e evaporador (estes coeficientes podem ser calculados a partir da análise de Nusselt). Considerando $\bar{h}_e = \bar{h}_c$, resulta-se na seguinte expressão para temperatura do vapor (T_{sat}):

$$T_{sat} = \frac{T_{w,e} L_e + T_{w,c} L_c}{L_c + L_e}. \quad (4-11)$$

Então, a taxa de transferência através do termossifão é dada por:

$$\dot{Q} = \pi d_i L_c \bar{h}_c (T_{sat} - T_{w,c}) = \frac{4\pi}{3} d_i \left[\left(\frac{\rho_l^2 g h_{lv} k_l^3}{4\mu_l} \right) \left(\frac{L_c L_e}{L_c + L_e} \right) (T_{w,e} - T_{w,c}) \right]. \quad (4-12)$$

A espessura de filme de líquido no condensador, seção adiabática e evaporador são calculados substituindo-se a temperatura do vapor (T_{sat}), dada pela expressão (4-11), na expressão que determina a espessura de filme de líquido a partir da teoria de Nusselt, de onde se obtêm as seguintes equações:

$$\delta_c = \left[\frac{4k_l \mu_l (T_{w,e} - T_{w,c}) L_e x_c}{\rho_l^2 g h_{fg} (L_c + L_e)} \right]^{1/4}, \quad \delta_a = \left[\frac{4k_l \mu_l (T_{w,e} - T_{w,c}) L_e L_c}{\rho_l^2 g h_{fg} (L_c + L_e)} \right]^{1/4} \text{ e}$$

$$\delta_e = \left[\frac{4k_l \mu_l (T_{w,e} - T_{w,c}) L_e x_e}{\rho_l^2 g h_{fg} (L_c + L_e)} \right]^{1/4}. \quad (4-13)$$

Nesta segunda análise, observa-se que a massa do vapor também é desprezível. Dessa forma, o volume mínimo total de líquido (V_f) é dado pela soma dos volumes de cada seção, calculados integrando-se as equações (4-13) de filme de líquido. O resultado do volume mínimo para carregamento é portanto expresso por:

$$V_f = \pi d_i \left(\frac{4}{5} (L_c + L_e) + L_a \right) \left[\frac{4k_l \mu_l (T_{w,e} - T_{w,c}) L_e L_c}{\rho_l^2 g h_{fg} (L_c + L_e)} \right]. \quad (4-14)$$

Substituindo equação (4-12) na equação (4-14), uma nova equação pode ser encontrada, ou seja:

$$V_f = \left[\frac{4}{5} (L_c + L_e) + L_a \right] \left[\frac{3\dot{Q} \mu_l (\pi d_i)^2}{\rho_l^2 g h_{fg}} \right]^{1/3}. \quad (4-15)$$

4.3. - Especificação dos Termossifões

No decorrer deste trabalho experimental, alguns termossifões com mercúrio foram fabricados e testados. O material do tubo e dos tampões é aço inoxidável 316L que é um metal compatível com o presente fluido de trabalho, o mercúrio.

Quatro termossifões foram montados, designados como Tubo 01, 02, 03 e 04 e especificados na Tabela 4-1. Os Tubos 02 e 03 possuem 31 aletas circulares que foram soldadas no condensador dos termossifões através do processo de soldagem TIG. Essas

aletas são de aço carbono 1020, com 50 mm de diâmetro e 2 mm de espessura, com distância entre aletas de 14,6 mm, as quais recobrem 500 mm do comprimento no tubo, como ilustrado na Figura 4-11.

Três destes termossifões (Tubo 02 ao Tubo 04) possuem um tubo de pequeno diâmetro instalado na região central do tubo (por onde circula o vapor) de aço inoxidável 316L, com $\frac{1}{4}$ pol (6,35 mm) e 1,0 mm de espessura, que será chamado de agulha. Esta agulha central atravessa todo termossifão, com as extremidades soldadas nos tampões, de forma que o seu interior seja acessível a termopares, como mostrado no “detalhe A” da Figura 4-11.

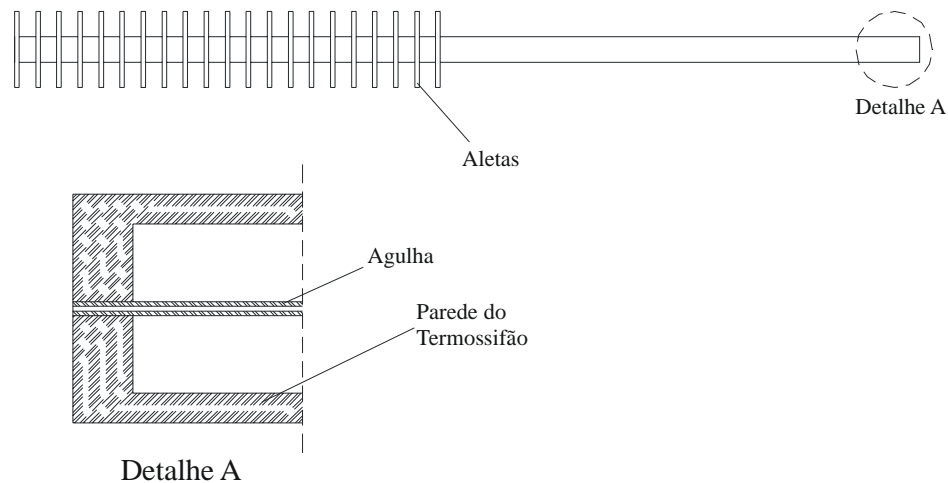


Figura 4-11 – Termossifão aletado com agulha interna.

Os quatro termossifões (Tubo 01 ao Tubo 04) foram fabricados com diâmetro externo e espessura da parede de, respectivamente, 1 pol (25,4 mm) e 2,2 mm. Outras características como: comprimento total do tubo, quantidade de mercúrio carregado, aletas externas e agulha interna são mostradas de forma resumida na Tabela 4-1. Como se pode observar, o Tubo 01 é o único termossifão que não possui agulha.

Tabela 4-1 – Especificação dos Termossifões.

Termossifão	Comprimento total	Volume de Hg	Aletado	Há Agulha?
Tubo 01	1000 mm	52 ml (\cong 0,67kg)	Não	Não
Tubo 02	890 mm	11,5 ml (\cong 0,15 kg)	Sim	Sim
Tubo 03	1000 mm	30,5ml (\cong 0,39kg)	Sim	Sim
Tubo 04	980 mm	40 ml (\cong 0,51kg)	Não	Sim

No interior da agulha é alojado um termopar deslizante, cujo objetivo é obter um perfil interno de temperatura do termossifão, possibilitando a medição da temperatura do vapor e da piscina e, com isto, calcular o coeficiente de transferência de calor da piscina e a resistência térmica das diversas seções deste termossifão. A espessura da parede da agulha foi a menor possível, de acordo com a possibilidade de fabricação no laboratório onde o trabalho foi desenvolvido. Quanto menor essa espessura de parede, menor é o efeito da condução axial na medição interna da temperatura.

Para verificar a influência da condução axial nas medições de temperatura do vapor, uma análise matemática foi elaborada, considerando esta agulha como uma aleta que transfere calor do evaporador ao condensador. A análise da distribuição de temperatura e, conseqüentemente da condução de calor pela agulha foi realizada com uma simulação numérica unidimensional em regime permanente através do método de volumes finitos. A agulha, que é um tubo com 6,354 mm de diâmetro externo e 1 mm de espessura, é submetida a um coeficiente de convecção " h_1 " na região 1 com 200 mm (representando o evaporador do termossifão). Então, o calor é transferido por condução através da agulha para a região 2 com 800 mm de comprimento (representando o condensador do termossifão), saindo sob um coeficiente de transferência " h_2 ", como ilustrado na Figura 4-12. A superfície interna da agulha, ilustrada pela linha tracejada, é considerada adiabática. Considera-se uma distribuição de temperatura simétrica em torno do eixo.

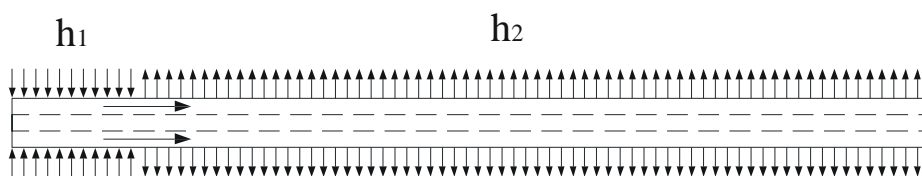


Figura 4-12 – Agulha submetida a coeficientes de transferência " h_1 " e " h_2 ".

O material da agulha tem condutividade de 26,4 W/m.K e, as temperaturas externas das regiões 1 e 2 são 703 K e 673 K, respectivamente. O resultado dos perfis de temperatura para alguns valores de coeficiente de convecção h_1 e h_2 é mostrado na Figura 4-13. Comparando a linha de relação h_2/h_1 igual a 1/10 com a linha 1/1000 e a linha 0,1/10, nota-se que o nível de temperatura da região 2 é mais influenciado pelo coeficiente de convecção h_2 que h_1 . Isto mostra que a transferência de calor por condução é baixa entre as duas regiões da agulha, considerando as relações dos coeficientes (h_2/h_1) apresentadas.

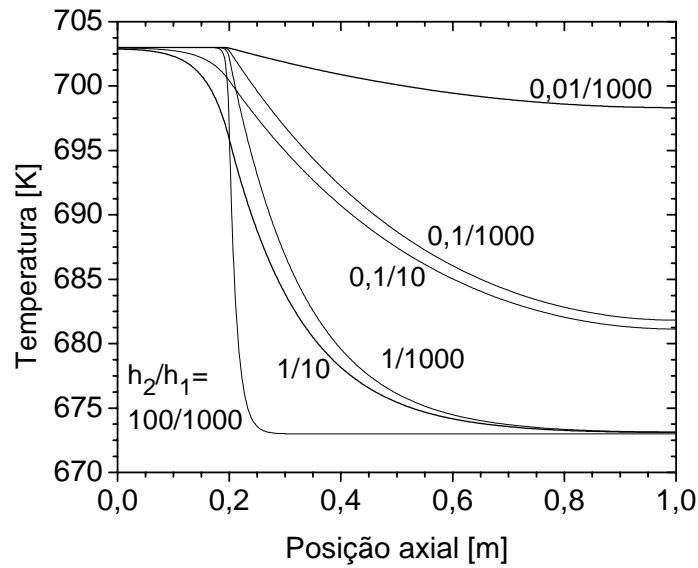


Figura 4-13 – Perfil de temperatura da simulação do tubo com alguns valores de h_2 e h_1 .

No caso real, os coeficientes de transferência de calor da piscina e do vapor são da ordem de 10^2 e 10^3 respectivamente, representados pela simulação de relação $h_2/h_1 = 100/1000$ da Figura 4-13. Observa-se que nesta simulação há uma queda brusca de temperatura na transição da região 1 para a região 2, indicando que a transferência de calor por condução axial na agulha não é significativa para os valores de coeficientes de transferência considerados.

4.4. - Preparação e Procedimentos de Testes

A preparação dos testes experimentais baseia-se na instrumentação dos termopares e fixação do termossifão na bancada experimental. Estes passos são cuidadosamente executados para uma boa aquisição de dados.

Na instrumentação, termopares tipo K (com faixa de aplicação até $980\text{ }^\circ\text{C}$) são soldados na parede do tubo através de soldagem TIG. Testes preliminares utilizando fixação dos termopares com arame de aço carbono comercial não foi adequada para a leitura em termossifões em altas temperaturas, devido à dilatação diferencial do arame em relação ao tubo metálico, causando um contato ineficiente com a parede do tubo. A soldagem dos termopares é realizada com as extremidades dos fios enrolados, verificando-se a qualidade da junção soldada junto à parede do tubo.

Uma proteção para a junção do termopar soldado no termossifão é realizada com uma fita de alumínio sobre uma camada de fita de vidro, tanto na região do evaporador como no condensador, como observado na Figura 4-14. Esta proteção tem a finalidade de evitar os efeitos diretos da radiação das resistências (no evaporador) e do ambiente externo (convecção no condensador) na leitura de temperatura ao longo do tubo. Uma junção de termopar exposta poderia fazer uma leitura ponderada entre a temperatura da parede do tubo e do meio externo em contato com esta junção.



Figura 4-14 – Visão da extremidade dos termopares com fita alumínio sobre fita de vidro.

O termossifão instrumentado é fixado no aparato experimental através do dispositivo com hastes como já mostrado na Figura 4-2. A perpendicularidade do tubo, assim como a centralização é realizada através de uma escala em milímetros e esquadros de ângulo reto.

O objetivo dos testes é verificar a eficiência dos termossifões com mercúrio e estabelecer a sua distribuição de temperatura. Os termossifões devem atingir regime permanente de operação de forma que os dados obtidos podem ser utilizados para a comparação com o modelo teórico desenvolvido neste trabalho. O início do teste se dá com o aquecimento do forno através do controlador de tensão, até atingir a potência desejada. Com isto, observa-se o gráfico de temperaturas do tubo ao longo do tempo. O regime permanente é considerado estabelecido após algumas horas de funcionamento do tubo na potência especificada, quando as temperaturas não variem significativamente (variação menor que a incerteza de medição descrita no Apêndice C) e assim permanecem ao longo de pelo menos uma hora. Atingido o regime permanente, os dados são armazenados em um microcomputador para posterior análise.

Dois níveis de potências foram testados em todos os tubos, aplicando-se 110 V e outra 220 V à resistência elétrica, correspondente a aproximadamente 500 W e a 2000 W. No Tubo 02 outros níveis de potência foram aplicados a fim de obter-se uma relação entre a taxa de transferência de calor e resistência térmica do tubo.

Os limites de operação dos termossifões testados foram calculados, a partir das expressões dos limites de operação mostrados no Capítulo 2. O gráfico contendo os limites de operação (sônico, de ebulição e de arrasto) é apresentado para o termossifão de mercúrio (Figura 4-15). Estes limites foram calculados considerando um tubo de comprimento de evaporador, condensador e seção adiabática de, respectivamente, 200 mm, 640 mm, e 140 mm. O diâmetro externo adotado foi de 25,4 mm com 2 mm de espessura de parede. As correlações para as propriedades do mercúrio são encontradas no Apêndice A.

Observa-se no gráfico dos limites de operação, Figura 4-15, que o limite sônico é que mais limita o funcionamento dos termossifões de mercúrio. Neste gráfico nota-se que o termossifão com mercúrio, com a geometria do termossifão testado, deve operar acima de 500 K para possuir um bom desempenho na geometria e potência de testes.

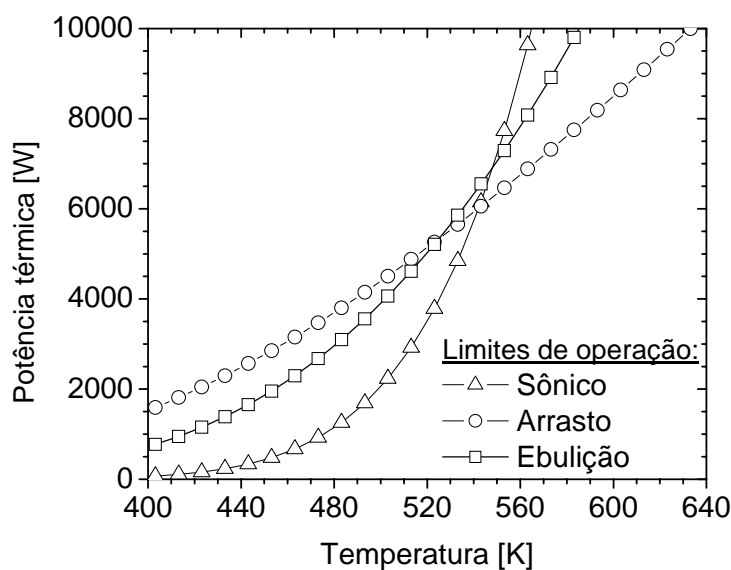


Figura 4-15 – Limites de operação de um termossifão com mercúrio.

4.5. - Conclusão

Neste capítulo foram abordados os procedimentos experimentais adotados para a realização dos testes neste trabalho. A bancada experimental foi descrita, junto ao procedimento de fabricação dos termossifões com mercúrio. A bancada é formada por um forno elétrico com três resistências independentes, um controlador de potência e um sistema de medição. Os dados gerados a partir dos experimentos aqui descritos são apresentados no próximo capítulo, na qual são também comparados com os resultados dos modelos matemáticos desenvolvidos no contexto da presente tese.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Este capítulo apresenta uma análise dos dados experimentais obtidos com os termossifões especificados no capítulo anterior, na qual se utilizou mercúrio como o fluido de trabalho. Esses resultados são comparados com o modelo de resistência térmica equivalente e com o modelo desenvolvido neste trabalho para termossifões a altas temperaturas.

5.1. - Resultados de Testes dos Termossifões com Mercúrio

5.1.1 - Análise das distribuições de temperaturas

Quatro termossifões com mercúrio, designados como Tubo 01, Tubo 02, Tubo 03 e Tubo 04, foram testados neste trabalho. Dentre eles, dois possuem aletas na região do condensador (Tubo 02 e Tubo 03) e dois são lisos. As características geométricas e construtivas desses tubos foram mostradas no capítulo anterior.

O comportamento transiente inicial de funcionamento do termossifão é observado, a partir da análise de temperaturas dos termopares ao longo do tempo, mostradas na Figura 5-1 para o Tubo 02 e na Figura 5-2 para o Tubo 04. A fase inicial de funcionamento do termossifão, também chamada de “start-up”, que representa uma grande parcela do comportamento transiente, se estende desde a aplicação da potência até o momento em que o vapor ocupa sua máxima extensão no seu interior. O final do start-up é caracterizado quando o último termopar sente a presença do vapor, o que é observado pelo aumento súbito da temperatura neste ponto.

A Figura 5-1, que relaciona as temperaturas ao longo do termossifão com o tempo, mostra o comportamento transiente do Tubo 02, sujeito a uma potência de 1752 W. A Figura 5-2 apresenta uma curva semelhante para o Tubo 04, para uma potência de 490 W. No instante da aplicação da potência elétrica, que é dado pelo instante zero dos gráficos, pode-se facilmente observar um aumento súbito de temperaturas dos termopares que estão localizados no evaporador, pois são submetidos à radiação térmica provinda da resistência do forno. Já os termopares do condensador apenas terão uma elevação acentuada de temperatura quando o vapor do mercúrio atingir sua posição no tubo.

Neste trabalho, os termossifões foram considerados em fase efetiva de operação, ou no final do “start up”, quando o vapor atinge o último termopar, localizado no final do termossifão. Note-se que o final do “start up” não representa o instante em que o tubo atinge regime permanente. Nestas figuras (Figura 5-1 e Figura 5-2), estão indicados os instantes do final do “stat-up” para estes dois tubos, que é maior no Tubo 04, onde uma menor potência foi aplicada.

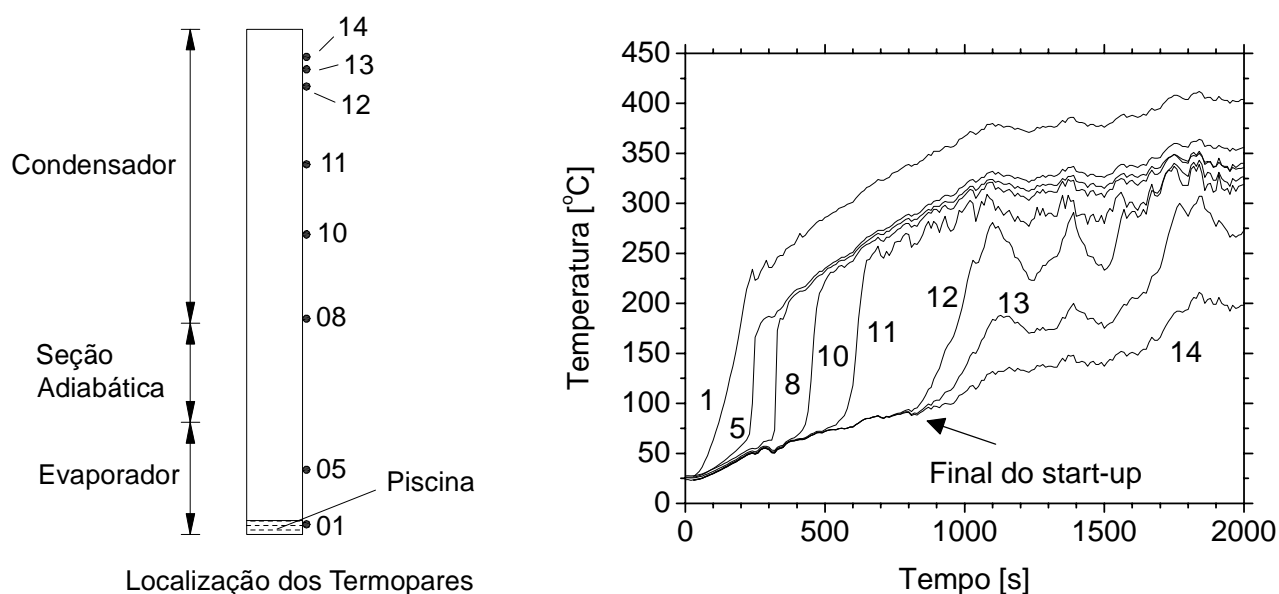


Figura 5-1 – Transitório de temperatura para o Tubo 02 numa potência de 1752 W.

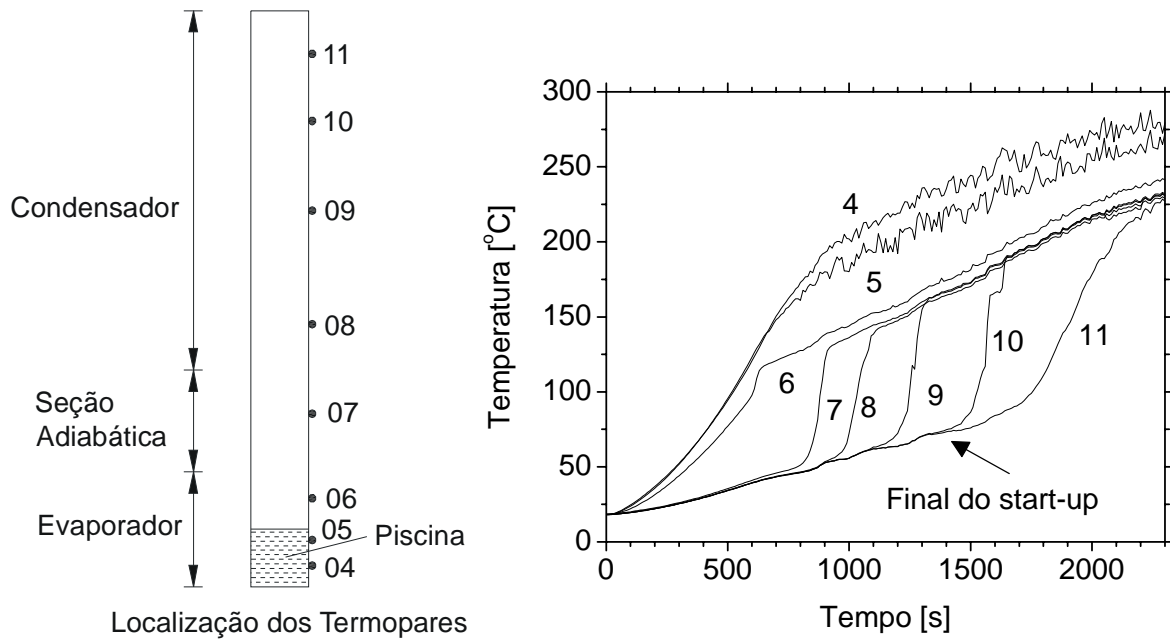


Figura 5-2 - Transitório de temperatura para o Tubo 04 numa potência de 490 W.

Já o regime permanente (ou regime estacionário) é considerado atingido, quando a variação de temperaturas ao longo de cerca de uma hora de visualização, em todos os termopares do termossifão, é inferior ao valor da incerteza de sua medição, que é de aproximadamente 8 °C. Neste momento, os dados de temperatura e potencial elétrico aplicado nas resistências são gravados para a obtenção do perfil de temperaturas e para estimar a taxa de transferência de calor que o termossifão transporta. Esses dados são gravados pelo sistema de medição em intervalos de 10 segundos.

A taxa de calor transportado pelo termossifão (\dot{Q}) é estimada pela potência dissipada pelas resistências, subtraída das perdas pela parede do forno (\dot{Q}_{perdas}):

$$\dot{Q} = U^2 / R - \dot{Q}_{perdas} , \quad (5-1)$$

onde U é a voltagem aplicada à resistência [V] e R é a resistência [Ω].

As perdas de calor (\dot{Q}_{perdas}) correspondem às perdas por convecção natural nas paredes externas do forno e são calculadas a partir de correlações de coeficientes de transferência de calor, encontradas na literatura e mostradas no Apêndice B. Para permitir este cálculo, termopares foram instalados nas paredes do forno, para obtenção de uma

temperatura média. Estas perdas foram desprezadas ($\dot{Q}_{perdas} = 0$) depois que a caixa de madeira com isolamento de vermiculita (isolante térmico) foi acrescentada na bancada experimental.

Os valores de voltagem (U) e temperaturas, em cada posição do tubo, são resultados de uma média aritmética de 5 (cinco) minutos de leitura de dados, adquiridos a cada 10 segundos, com o termossifão em regime permanente. Estes valores são empregados nos cálculos realizados neste trabalho, como, por exemplo, da potência dissipada pelas resistências.

Perfis de temperaturas dos termossifões testados são mostrados nas Figuras 5-3 a 5-7. Estes perfis são obtidos a partir de temperaturas da superfície externa, medidas ao longo de cada termossifão. A Tabela 5-1 apresenta os testes executados para os tubos com mercúrio, relacionando a taxa de transferência de calor (\dot{Q}), os comprimentos do evaporador (L_e), seção adiabática (L_a) e condensador (L_c), comprimento da piscina de líquido (L_p) e os tubos testados, cujas características foram apresentadas no Capítulo 4. Para se determinar a altura da piscina (L_p) é levada em consideração a quantidade de fluido do filme de líquido no tubo, ou seja, o volume de fluido deste filme (V_f), dado pela equação 4-10 do Capítulo 4, que é subtraído do volume total de líquido (V_t) presente no interior do termossifão. Assim, desprezando-se a quantidade de fluido na fase de vapor, o comprimento da piscina de líquido (L_p) é dado por:

$$L_p = \frac{(V_t - V_f)}{\pi(d_i^2 - d_{oag}^2)/4}, \quad (5-2)$$

onde d_{oag} é o diâmetro externo da agulha.

Tabela 5-1 – Resumo dos testes nos Tubos 01 ao 03 com perfil externo de temperatura.

Tubo	Teste	\dot{Q} [W]	L_e [mm]	L_a [mm]	L_c [mm]	L_p [mm]	Aletado	Agulha
01	01	1674,1	200	150	650	14,2	Não	Não
02	01	394,8	200	150	540	2,2	Sim	Sim
	02	506,5						
	03	617,0						
	04	768,7						
	05	809,0						
	06	1280,0						
	07	1432,7						
03	01	486,0	200	90	710	8,2	Sim	Sim
	02	1985,1	200	90	710			
	03	1929,1	200	100	700			

O perfil de temperatura (superfície externa) obtida com dados do teste 01 do Tubo 01 é mostrado na Figura 5-3, na qual o condensador, evaporador e seção adiabática possuem 650 mm, 200 mm e 150 mm, respectivamente. A taxa de transferência de calor estimada para este teste é de 1674,1 W. Atribui-se o menor nível de temperatura do termopar na posição de 500 mm no condensador à sua proximidade à haste de fixação, onde ocorre uma pequena fuga de calor, provocando uma diminuição local de temperatura.

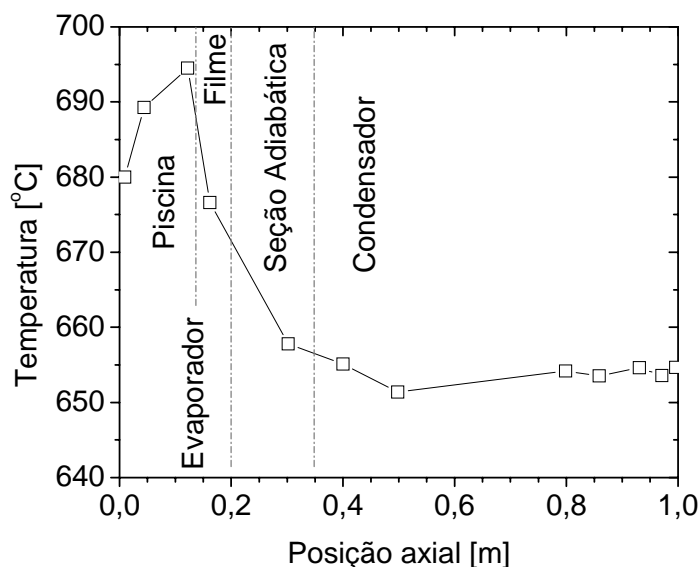


Figura 5-3 – Perfil de temperatura do Tubo 01 com taxa de transferência de 1674,1 W (teste 01).

Observa-se que o perfil de temperaturas no evaporador é diferente do perfil na região do condensador que tem uma tendência a ser constante. Na verdade, o evaporador é

sujeito a uma distribuição da radiação provinda do forno de alta temperatura, que é maior na parte central e diminui na proximidade das extremidades deste. Além do mais, devido à construção do equipamento, as extremidades das resistências (cerca de 10 mm em cada extremidade) se constituem somente de fibra cerâmica moldada e, com isso, não são áreas efetivas de radiação.

Como mostra a Tabela 5-1, o Tubo 02 foi testado em diferentes taxas de transferência de calor. Os perfis de temperatura observados estão mostrados na Figura 5-4. Nestes testes, o evaporador, seção adiabática e condensador possuem 200 mm, 150 mm e 540 mm, respectivamente. Nota-se que à medida que a taxa de transferência de calor aumenta, o comprimento efetivo do termossifão também aumenta, como pode ser observado no gráfico da Figura 5-5 que mostra o comprimento efetivo em regime permanente em função da taxa de transferência de calor. O comprimento efetivo do termossifão engloba a região do tubo com significativa troca de calor, e exclui, desta forma, a região de prováveis gases não condensáveis aprisionados na parte superior do tubo.

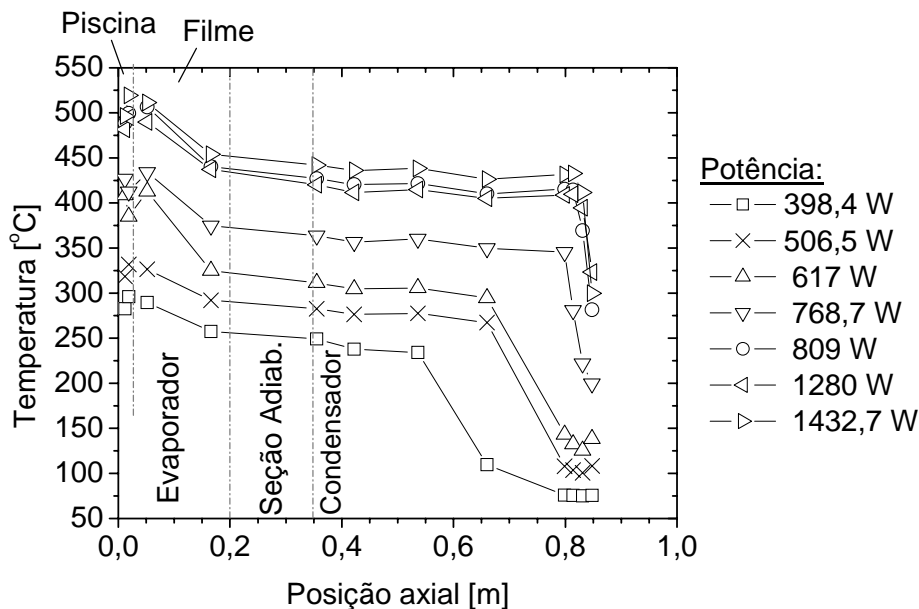


Figura 5-4 - Perfil de temperatura variando com a taxa de transferência de calor para o Tubo 02.

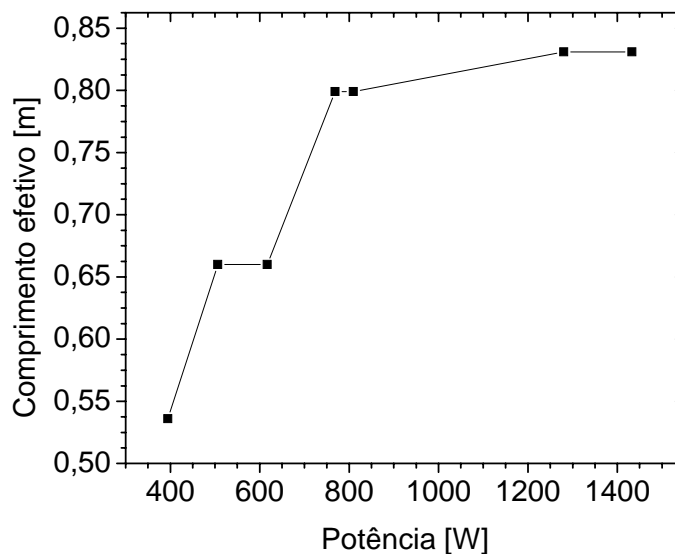


Figura 5-5 – Comprimento efetivo dos testes do Tubo 02 em regime permanente.

No Tubo 03 foram realizados três testes, cujos resultados são apresentados, respectivamente, na Figura 5-6 e Figura 5-7. Nestes três testes, o comprimento do evaporador foi de 200 mm. Já a seção adiabática, para os testes 01 e 02 é de 90 mm e para o teste 03 é de 100 mm, para o tubo com 1 m de comprimento. As taxas de transferência de calor são 486,0 W, 1985,1 W e 1929,1 W, respectivamente.

Nos testes 01 e 02 do Tubo 03, mostrados respectivamente na Figura 5-6 e na Figura 5-7, há duas medições de temperatura na posição do condensador a 440 mm a partir da base do evaporador. A finalidade destes testes é verificar uma possível fuga de calor pelo corpo do termopar, por efeito aleta, que poderia estar interferindo de forma significativa nas leituras de temperaturas, por remover calor do ponto de medição. Para isto, um segundo termopar em uma posição equivalente ao termopar original foi instalado, porém com um aterramento térmico maior. Isto foi obtido passando-se o fio do termopar pela agulha (ver descrição da agulha no capítulo anterior) situada na região central do tubo de calor. Assim, se houver condução de calor através dos fios do termopar, o calor transferido será originário do centro do termossifão e não do ponto onde o termopar está instalado, não afetando desta forma, a medida de temperatura. A diferença entre estes dois termopares (situados a 440 mm da base do evaporador) é aproximadamente 3 °C para os dois testes, o que não é significativo para o nível de temperatura dos testes e para o nível de incerteza dos testes experimentais calculadas (ver Apêndice C).

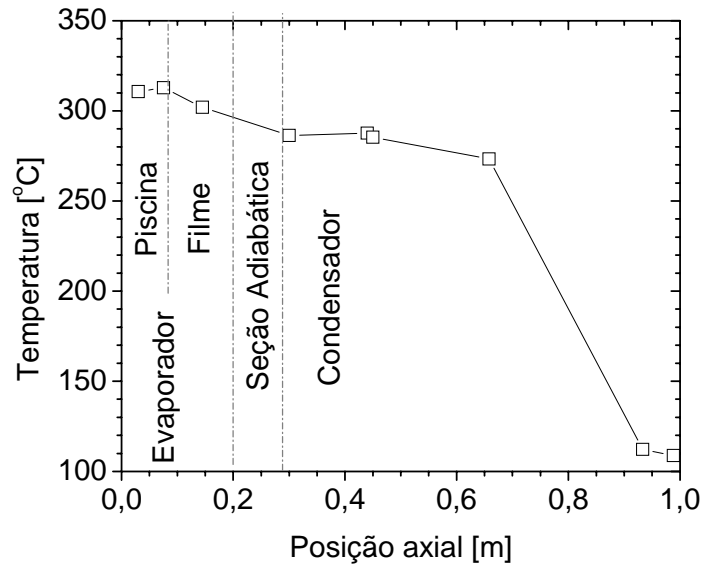


Figura 5-6 – Perfil de Temperatura do Tubo 03 com taxa transferência de 486 W (teste 01).

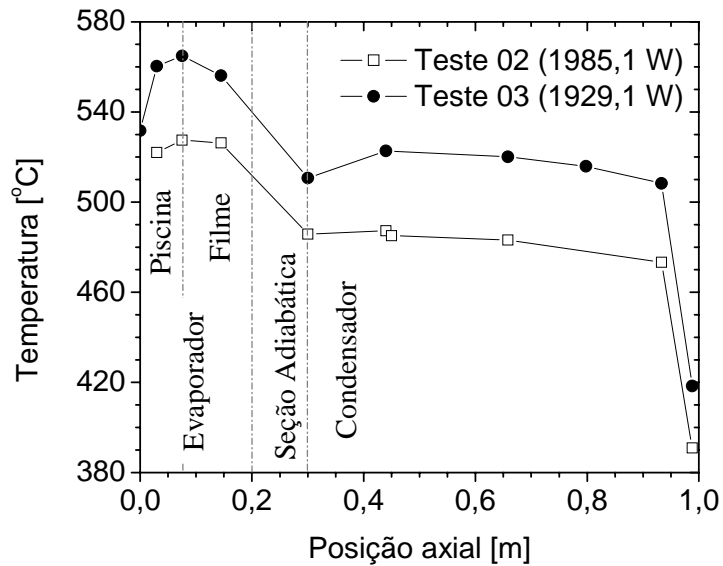


Figura 5-7 – Perfis de Temperatura para os testes 02 e 03 do Tubo 03.

O teste 03 do Tubo 03, cujos resultados também são apresentados na Figura 5-7, foi realizado com a intenção de se verificar a repetibilidade do aparato experimental, tentando-se reproduzir a mesma tensão aplicada as resistências do teste 02. Porém, não foi possível

reproduzir exatamente o mesmo nível de potência térmica e, conseqüentemente, o nível de temperatura do perfil do teste 03 é maior do que o do teste 02. Isto se dá principalmente devido a variações nas condições do meio externo ao condensador durante o teste. Como o fluido de trabalho é o mercúrio, um fluido tóxico e perigoso em caso de acidente, os testes foram realizados ao ar livre, onde as condições ambientais não são controladas. Estas condições influenciam o coeficiente de transferência externa ao condensador e, portanto, a potência transferida pelo dispositivo.

5.1.2 - Influência da Espessura da Parede na Distribuição de Temperaturas

Os perfis de temperaturas mostrados acima foram obtidos de temperaturas medidas a partir de termopares instalados na parede externa dos termosifões. Como a condutividade térmica da parede, cujo material é aço inox 316L é baixa, uma diferença considerável de temperatura pode ser observada entre o evaporador e o condensador devido à resistência de condução radial desta parede. A condutividade térmica (k_w) do aço inox 316L é variável, com valores de 16,2 W/m.K para temperatura de 100°C e 21,4 W/m.K para 500 °C (Lenntech, 2006).

Uma estimativa da diferença de temperatura radial entre a superfície interna e externa da parede do tubo (ΔT_w) pode ser dada a partir da equação de condução de calor em superfícies cilíndricas:

$$\Delta T_w = \frac{\dot{Q} \ln(r_o / r_i)}{2\pi L k_w}, \quad (5-3)$$

onde r_o e r_i são o raio externo e interno de um cilindro oco, respectivamente.

No caso do teste 01 do Tubo 01 (Tabela 5-1), a diferença de temperatura média da espessura de parede calculada no evaporador e condensador é de 10,7°C e 3,3 °C, respectivamente. Isto mostra que, na diferença de temperatura entre evaporador e condensador, 14 °C são devidos às diferenças de temperatura relativas à condução radial na parede. A Tabela 5-2 mostra as diferenças médias de temperatura radial na região evaporador (ΔT_{we}) e do condensador (ΔT_{wc}) para os outros testes analisados. No caso do condensador, esta diferença de temperatura é aplicada apenas para a região efetiva do condensador (L_{cef}), definida como o comprimento onde há efetivamente a presença de vapor (região não ocupada por eventuais gases não condensáveis).

Tabela 5-2 – Diferença de temperatura radial estimada no evaporador e condensador.

Tubo	Teste	\dot{Q} [W]	L_{cef} [mm]	ΔT_{wc} [°C]	ΔT_{we} [°C]
01	01	1674,1	650	3,3	10,7
	02	394,8	200	2,9	2,9
02	02	506,5	300	2,5	3,7
	03	617	300	2,9	4,3
	04	768,7	450	2,3	5,3
	05	809	450	2,4	5,5
	06	1280	540	3,1	8,5
	07	1432,7	540	3,5	9,3
03	01	486	370	1,9	3,5
	02	1929,1	710	3,5	12,3
	03	1985,1	700	3,6	12,6

5.1.3 - Medição da Temperatura de Vapor

Para a medição de temperatura do vapor, alguns termossifões foram fabricados com um tubo interno e concêntrico designado como agulha, conforme apresentado no capítulo anterior. No interior desta agulha, desliza um termopar, mostrado na Figura 5-8, que percorre todo comprimento interno do tubo, com a finalidade de medir a temperatura do núcleo de vapor e da piscina do termossifão. Este termopar, do tipo “K” (com faixa de aplicação até 980 °C), é revestido por uma bainha de aço inoxidável 316, com uma isolamento mineral de 1,5 mm de diâmetro e 1,5 m de comprimento nominal, fabricado pela empresa ECIL. Para um contato mais justo entre o termopar e a parede interna da agulha, fixou-se uma bucha de cobre na extremidade do termopar. Esta bucha permite um melhor contato da junção do termopar com a parede interna da agulha, que é fina e, portanto, apresenta uma temperatura muito próxima a do vapor no interior do tubo.



(a)



(b)

Figura 5-8 - Visualização do termopar de bainha na agulha do termossifão.

Os Tubos 03 e 04 foram instrumentados por termopares instalados na superfície externa e um termopar deslizante no interior da agulha. Desta forma, foi possível comparar os perfis de temperaturas, interna (agulha) e externa, desses termosifões. É importante lembrar que a presença de aletas no condensador do Tubo 03 o diferencia do Tubo 04, que é liso. As características dos testes realizados com estes dois tubos são mostradas sucintamente na Tabela 5-3.

Tabela 5-3 - Resumo dos testes dos Tubos 03 e 04 com perfil externo e interno de temperatura.

Tubo	Teste	\dot{Q} [W]	L_e [mm]	L_a [mm]	L_c [mm]	L_p [mm]	ΔT_{wc} [°C]	ΔT_{we} [°C]	Aletado	Agulha
03	04	485	200	100	700	8,2	2,0	3,6	Sim	Sim
	05	1609	210	100	690		3,4	11,1		
04	01	486	200	140	640	11,4	1,1	3,4	Não	Sim
	02	1922	200	140	640		4,1	13,2		

As Figuras 5-9 e 5-10 mostram uma comparação dos perfis de temperaturas da superfície externa da parede com os obtidos com as leituras do termopar localizado no interior da agulha. São também apresentadas neste gráfico, a partir de barras verticais, as incertezas das medições de temperatura de cada ponto, conforme cálculos apresentados no Apêndice C. Os testes apresentados foram realizados em níveis diferentes de potência, com taxas de transferência de calor de 485 W, para a Figura 5-9 e 1609 W, para a Figura 5-10, respectivamente. O comprimento do evaporador, seção adiabática e condensador são mostrados na Tabela 5-3.

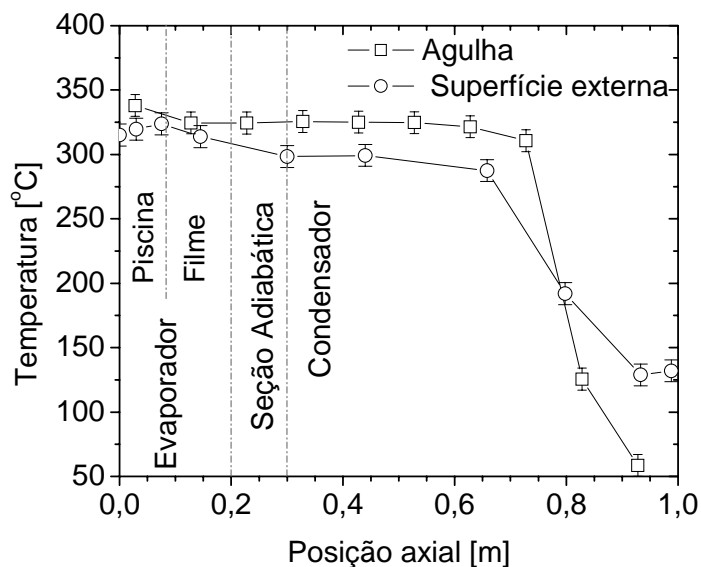


Figura 5-9 – Perfis interno e externo de temperatura do Tubo 03 a 485W (teste 04).

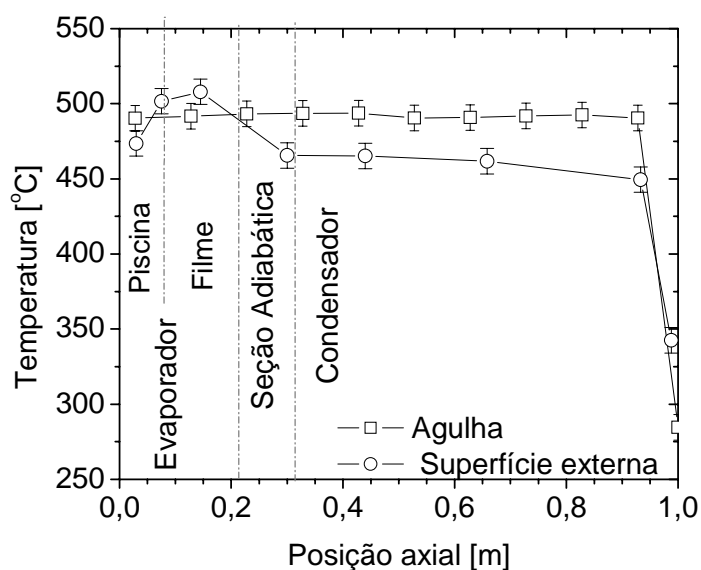


Figura 5-10 – Perfis interno e externo de temperatura do Tubo 03 a 1609W (teste 05).

Como já comentado anteriormente, o calor, gerado a partir do forno radiativo, se transfere para a parede externa do tubo e desta para o vapor contido no seu interior. Este calor é transferido, por meio do vapor, até a região do condensador, onde é transferido através da parede do condensador para o ambiente. Assim, espera-se que os níveis de

temperatura do vapor, na região do condensador, sejam superiores às temperaturas equivalentes observadas na parede externa do tubo nesta região e inferiores às temperaturas da parede externa do tubo na região do evaporador.

Observa-se para a região do condensador do Tubo 03, testado nos dois níveis de potências (485 e 1609 W), Figura 5-9 e Figura 5-10 respectivamente, um comportamento coerente dos perfis de temperatura, ou seja, níveis de temperaturas do vapor superiores às da superfície externa da parede. Porém, na região do evaporador, esta coerência não se verifica para a maioria dos pontos medidos. É importante ressaltar que as diferenças de temperaturas, medidas entre a agulha e a superfície interna da parede (temperatura externa subtraída da diferença radial de temperatura), encontram-se dentro da incerteza de medição de temperatura, calculada no Apêndice C. Na verdade, os coeficientes de troca térmica interna são elevados, o que levaria a medidas de temperatura praticamente iguais. As diferenças radiais de temperaturas dos testes 03 e 04 do Tubo 03 são mostradas na Tabela 5-3.

Assim, testes de medição de temperatura na agulha foram realizados usando-se três diferentes termopares do tipo “K”. Dois termopares formados por uma bainha de aço inoxidável 316 com isolamento mineral, 1,5 mm de diâmetro e 1,5 m de comprimento nominal, fabricado pela empresa ECIL. Um terceiro termopar fabricado pela OMEGA, também foi testado. Em todas as medições, uma bucha de cobre foi adaptada na região de medição, para melhorar o contato entre o sensor e a agulha. Os perfis de temperatura interna, todos muito próximos entre si, gerados para o Tubo 03, são mostrados na Figura 5-11, para uma taxa de transferência de calor na ordem de 480 W. Em todas estas medições, observou-se que a diferença de temperatura entre os termopares, em cada posição do termossifão, não ultrapassava a incerteza de medição de temperatura apresentada no Apêndice C. O entendimento completo deste comportamento é um ponto ainda em aberto, mas acredita-se que, devido ao alto nível de temperatura, efeitos de trocas de calor por radiação e convecção devam afetar as medidas de temperatura.

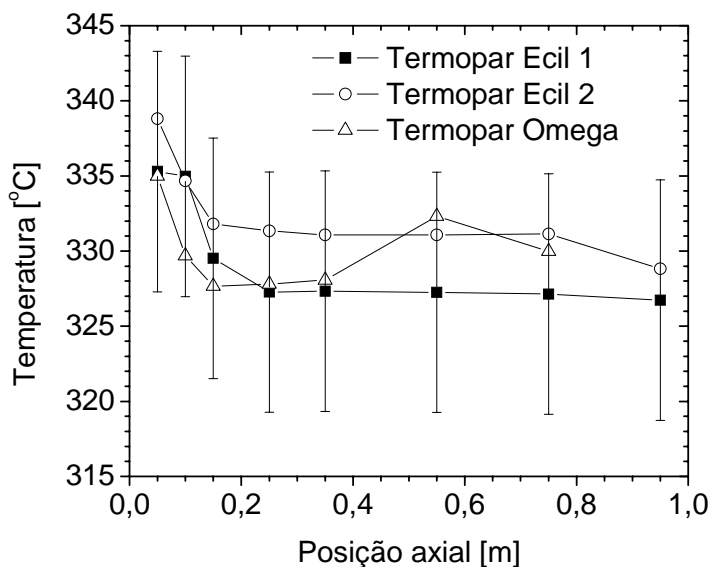


Figura 5-11 – Perfis interno de temperatura na agulha com 3 diferentes termopares .

No teste 04 do Tubo 03 (Figura 5-9), pôde-se notar também, na região superior do condensador, um cruzamento dos perfis de temperatura do vapor e da parede externa, ou seja, nesta região, o nível de temperatura medida pela agulha se torna inferior a da superfície externa do tubo. As quedas bruscas de temperatura de vapor mostram uma região onde há a concentração de gases não condensáveis. Nesta região, a condução axial através da parede do termosifão é bem superior à condução axial no vapor estagnado e superior a condução de calor pela parede da agulha, bem mais fina que a parede do tubo (invólucro), que, como já discutido na Seção 4.3.1 do Capítulo 4, apresenta uma baixa condução de calor axial.

Os perfis de temperaturas (agulha e parede externa) obtidos a partir dos testes com o Tubo 04, são mostrados nas Figuras 5-12 e 5-13, para taxas de transferência de calor de 486 W e 1922 W, para comprimentos do evaporador e seção adiabática de 200 mm e 140 mm, respectivamente e para 980 mm de comprimento. Estes gráficos também apresentam, sobre os pontos experimentais, barras verticais que representam as incertezas experimentais (ver Apêndice C). Observa-se que as temperaturas da superfície externa do tubo são superiores às temperaturas da agulha ao longo de todo o tubo, o que não seria coerente para a região do condensador. Novamente as diferenças de temperaturas entre a agulha e a parede interna (temperatura externa subtraída da diferença radial de

temperatura) estão dentro da faixa incerteza de medição de temperatura. As diferenças radiais de temperaturas dos testes 01 e 02 do Tubo 04 são mostradas na Tabela 5-3.

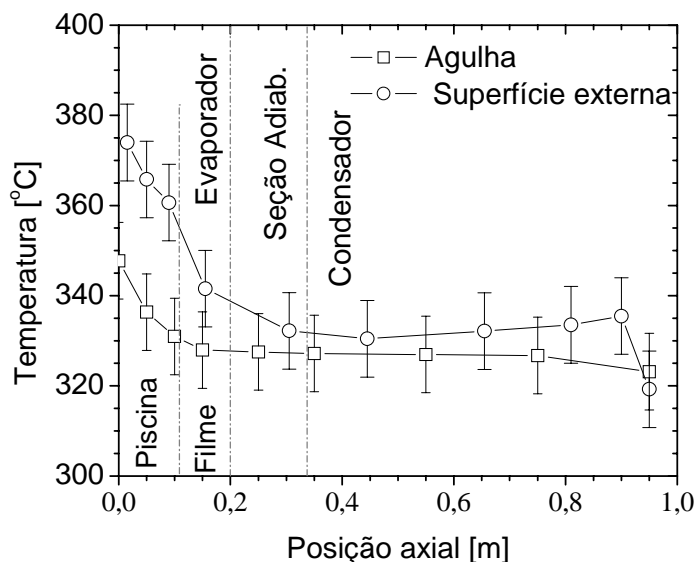


Figura 5-12 – Perfis interno e externo de temperatura do Tubo 04 a 486W (teste 01).

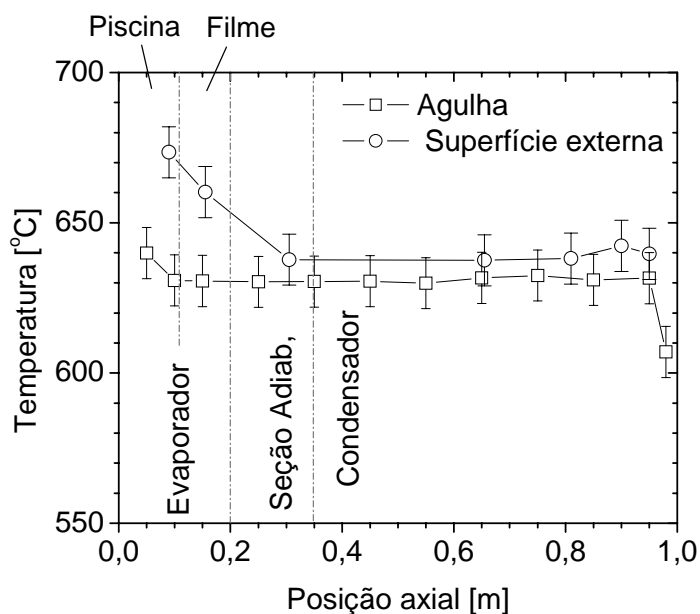


Figura 5-13 – Perfis interno e externo de temperatura do Tubo 04 a 1922W (teste 02).

Os níveis dos perfis de temperaturas observados para os Tubos 03 e 04 apresentam diferenças, tanto para as medidas da agulha (temperatura interna, do vapor) quanto para as temperaturas externas da superfície do tubo. A presença de aletas no condensador do Tubo 03, que não estão presentes no Tubo 04, pode justificar este fato. Quanto maior a área de troca, menor o fluxo de calor e, conseqüentemente, menor a diferença de temperaturas entre a parede do tubo e o ambiente, considerando a mesma taxa de transferência de calor.

A comparação entre os perfis de temperatura da superfície externa, entre o Tubo 03 e Tubo 04, é mostrada na Figura 5-14, para níveis de potências transferidas bastante semelhantes, da ordem de 485 W. Esta figura confirma a afirmação anterior de que a temperatura correspondente ao tubo não aletado (Tubo 04) é superior à temperatura correspondente ao tubo aletado (Tubo 03). Maior temperatura resulta em maior pressão de vapor, o que provoca uma maior compressão dos gases não condensáveis, que são confinados a volumes menores na região final do condensador, aumentando, conseqüentemente, o comprimento efetivo de operação, como se observa para o Tubo 04, na Figura 5-14. Na Figura 5-15, estes dois tubos (Tubo 03 e 04) são comparados em níveis de potências maiores, com os Tubos 03 e 04 transferindo, respectivamente, 1985 W e 1922 W. Nota-se, que a diferença entre o nível de temperatura de um tubo aletado e de um tubo liso é maior para níveis de potência mais elevados.

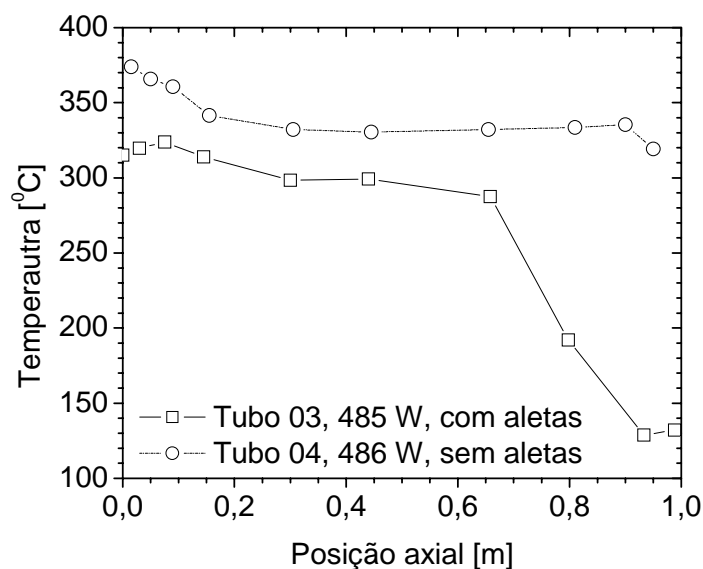


Figura 5-14 – Perfil de temperatura da parede externa para os Tubos 03 e 04.

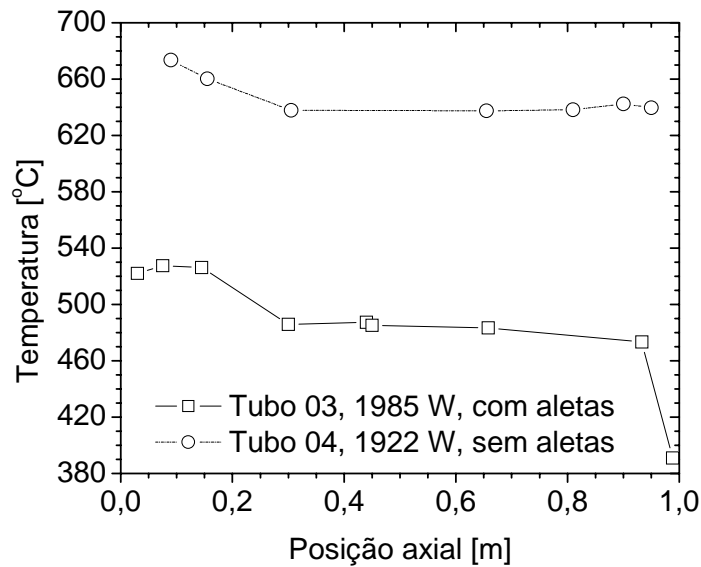


Figura 5-15 – Perfil de temperatura entre da parede externa dos Tubos 03 e 04.

5.2. - Comparação entre Dados Experimentais e Modelo Proposto.

Nesta seção, o modelo proposto no Capítulo 3 é comparado com dados experimentais, resultantes dos testes que foram apresentados na Tabela 5-3 para os Tubos 03 e 04, correspondente aos termossifões com medições de temperatura interna (temperatura do vapor). Com estes dados de temperatura interna medidos pela agulha ao longo do tubo e os dados de medição de temperatura externa da parede do tubo, é possível determinar o coeficiente de transferência de calor experimental da piscina, empregado como um dos dados de entrada ao modelo e definido como:

$$h_{p\text{exp}} = \dot{Q}_p / (A_{pi} \Delta\bar{T}_p), \quad (5-4)$$

onde A_{pi} é a área de contato da piscina com a parede interna do tubo, $\Delta\bar{T}_p$ é a diferença entre a temperatura média da superfície interna e a temperatura média da agulha, medidas na posição da piscina e, \dot{Q}_p é a taxa de calor na região do tubo que contém a piscina dado por:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q} \left(\frac{L_p}{L_T} \right), \quad (5-5)$$

onde L_T é comprimento total do termossifão e L_p o comprimento da piscina.

Um segundo dado de entrada necessário ao modelo é o coeficiente externo de transferência de calor experimental ao condensador (h_{oexp}), determinado a partir da seguinte equação:

$$h_{oexp} = \frac{\dot{Q}}{A_c (\bar{T}_{wc} - T_o)}, \quad (5-6)$$

onde A_c é a área da superfície externa do condensador, \bar{T}_{wc} é a temperatura média do condensador (ver Tabela 5-6 no próximo item) e T_o é a temperatura do ambiente externo (aproximadamente 25 °C, 30 °C, 27 °C e 25 °C, respectivamente, para os testes 04 e 05 do Tubo 03 e testes 02 e 03 do Tubo 04).

A área externa do condensador (A_c) é considerada como o produto do perímetro do diâmetro externo (πd_o) com o comprimento efetivo do condensador ($L_{c,ef}$), ou seja,

$$A_c = \pi d_o L_{c,ef}. \quad (5-7)$$

Apesar do Tubo 03 ser aletado, o cálculo da área A_c também é feito a partir da Equação 5-7, uma vez que o modelo empregado neste caso é de termossifão sem aletas. Dessa forma, o efeito de troca das aletas ficará incluso na determinação do coeficiente externo (h_{oexp}) citado acima. Enfatiza-se que correlações de coeficiente externo de troca térmica de um tubo aletado em convecção natural não estão disponíveis na literatura, além do mais, o material do tubo difere do material das aletas nos termossifões testados (este fato deve a motivos de ordem técnica durante a realização do trabalho). Devido à presença da aleta, o nível de temperatura da parede do tubo é menor, gerando, portanto, a partir da Equação 5-6, um coeficiente de troca térmica externa maior, o qual corrige o efeito da aleta.

Perfis de temperatura externa ao tubo foram gerados através do modelo proposto para os testes 04 e 05 do Tubo 03 (apresentados nas Figuras 5-16 a 5-20) e para os testes 01 e 02 do Tubo 04 (apresentados nas Figuras 5-21 a 5-26). Os dados obtidos com estes

testes foram comparados com resultados de três simulações diferentes do modelo, onde as correlações do coeficiente de transferência da piscina propostas por Subbotin et al. (h_{subb}) (apud Carey, 1992) e Ratiani ($h_{ratiani}$) (apud Bullerschen, K.-G. e Wilhelmi, H., 1991) citadas no Capítulo 2 (Revisão Bibliográfica) foram empregadas, assim como o coeficiente de transferência experimental (h_{pexp}).

Os valores dos coeficientes de transferência de calor empregados nas simulações são mostrados na Tabela 5-4, com exceção do teste 04 do Tubo 03 que não apresenta o coeficiente de transferência da piscina, uma vez que a temperatura da agulha é superior ao da parede interna (temperatura externa subtraída da diferença radial de temperatura), já discutido anteriormente. Também se observa na Tabela 5-4 que os valores do coeficiente externo de transferência do condensador (h_{oexp}) foram coincidentemente iguais nos testes dos Tubos 03 e 04.

Tabela 5-4 – Resultados dos coeficientes de transferência de calor para Tubos 03 e 04.

Tubo	Testes	h_{oexp} [W/(m ² K)]	h_{pexp} [W/(m ² K)]	h_{subb} [W/(m ² K)]	$h_{ratiani}$ [W/(m ² K)]
Tubo 03	teste 04	46	--	12783	2350
	teste 05	46	14218	56532	9169
Tubo 04	teste 01	46	1358	17284	2735
	teste 02	46	6874	84202	15768

Os resultados do teste 04 do Tubo 03 são comparados com resultados do modelo proposto, através das Figuras 5-16 e 5-17, para os coeficientes da piscina de Subbotin et al. (h_{subb}) e Ratiani ($h_{ratiani}$), respectivamente. Nesta comparação, apenas o comprimento efetivo do termossifão (região sem a presença de gases não condensáveis), que é de 0,67 m, foi considerado, não abrangendo assim a região superior do condensador que contém os gases não condensáveis e que não participa efetivamente da troca de calor. O procedimento de não se utilizar todo o comprimento do tubo na comparação com os resultados teóricos se justifica pelo fato do modelo não prevê satisfatoriamente a região dos gases não condensáveis. O modelo, que considera apenas ar não retirado do tubo como gás não condensável, prevê uma região não efetiva do tubo (região de gases não condensáveis) praticamente desprezível. Porém, em um caso prático, fenômenos físicos (como bolhas imersas no fluido durante o carregamento) e químicos (como reações químicas entre a parede e o fluido) podem ocorrer, contribuindo fortemente para a formação de outros gases não condensáveis e, conseqüentemente, aumentando a região não efetiva do tubo.

Nota-se nas Figuras 5-16 e 5-17 uma boa concordância entre os perfis de temperatura resultantes da simulação (modelo matemático) e os dados experimentais, na região do condensador e do filme de líquido do evaporador. Na piscina, os níveis de temperaturas são um pouco diferentes para as duas simulações do teste 04 do Tubo 03, sendo superior na Figura 5-17, uma vez que o modelo de Ratiani prevê um menor coeficiente de transferência da piscina do que o modelo de Subbotin et al. (ver Tabela 5-4), ou seja, $h_{ratiani} < h_{subb}$. Em ambos os gráficos, na seção adiabática verifica-se uma variação linear de temperatura, pois nesta região é considerada apenas a condução axial de calor pela parede do tubo. A partir da análise destas figuras observa-se que os dados experimentais, na região da piscina do evaporador, se aproximam mais dos resultados teóricos empregando-se o coeficiente de troca de calor na piscina de Ratiani. Já para as regiões do evaporador correspondente ao filme de líquido, adiabática e do condensador, obviamente os dois resultados são idênticos, uma vez que a diferença entre as simulações teóricas é justamente a adoção de correlações diferentes apenas para a região da piscina.

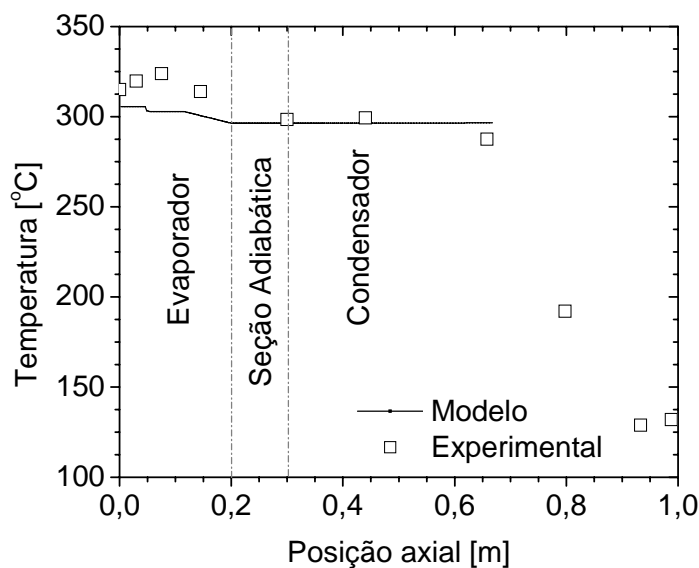


Figura 5-16 – Comparação entre os dados experimentais e o modelo com coeficiente de Subbotin et al. para o Tubo 03 a 485 W.

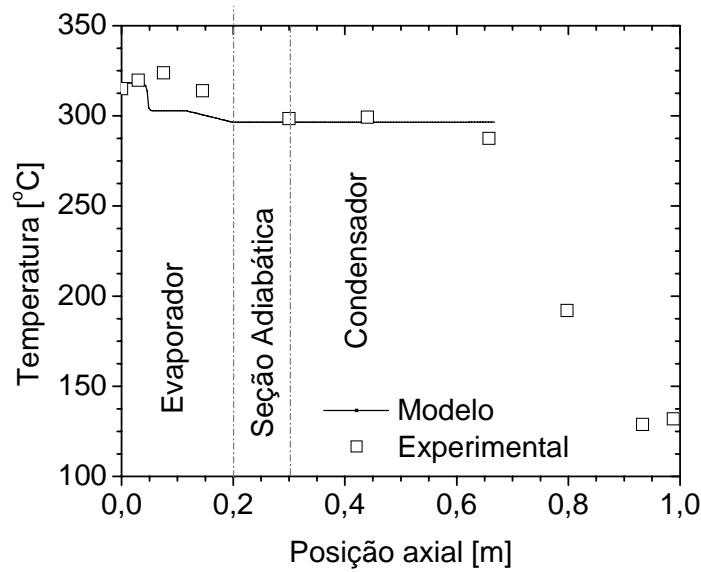


Figura 5-17 - Comparação entre os dados experimentais e o modelo com coeficiente de Ratiani para o Tubo 03 a 485 W.

As Figuras 5-18, 5-19 e 5-20 mostram os perfis teóricos de temperatura do teste 05 do Tubo 03, obtidos com o emprego das correlações para os coeficientes de troca de calor da piscina propostas por: Ratiani, Subbotin et al. e experimental ($h_{ratiani}$, h_{subb} e h_{pexp}), respectivamente. Estes resultados são comparados com dados experimentais, sendo que o comprimento efetivo deste tubo é de 0,94 m. Novamente os perfis de temperaturas nas regiões do condensador, adiabática e filme de líquido do evaporador, são iguais, enquanto que, na piscina, os níveis de temperaturas são menores quanto maior for o coeficiente de transferência de calor (ver Tabela 5-4). Como no caso anterior, a concordância entre dados e modelo é boa para a região do condensador. No evaporador, onde nenhum dos modelos representam bem a distribuição de temperatura, todos subestimam os valores experimentais, com exceção do primeiro dado de temperatura obtido, que acredita-se ser muito influenciado pelo efeito de borda do tubo.

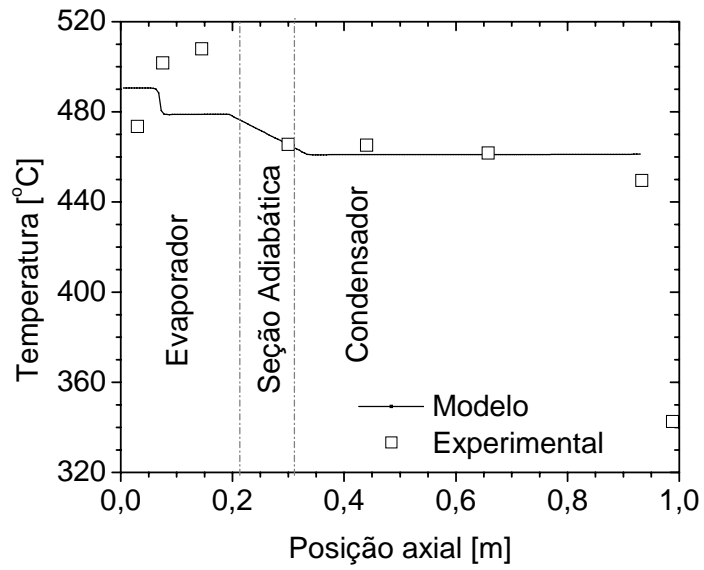


Figura 5-18 - Comparação entre os dados experimentais e o modelo com coeficiente de Ratiani para o Tubo 03 a 1609 W.

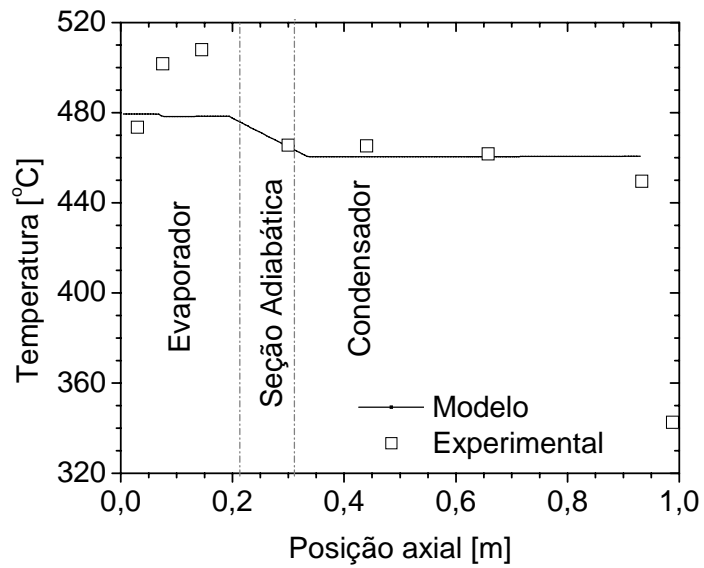


Figura 5-19 - Comparação entre os dados experimentais e o modelo com coeficiente de Subbotin et al. para o Tubo 03 a 1609 W.

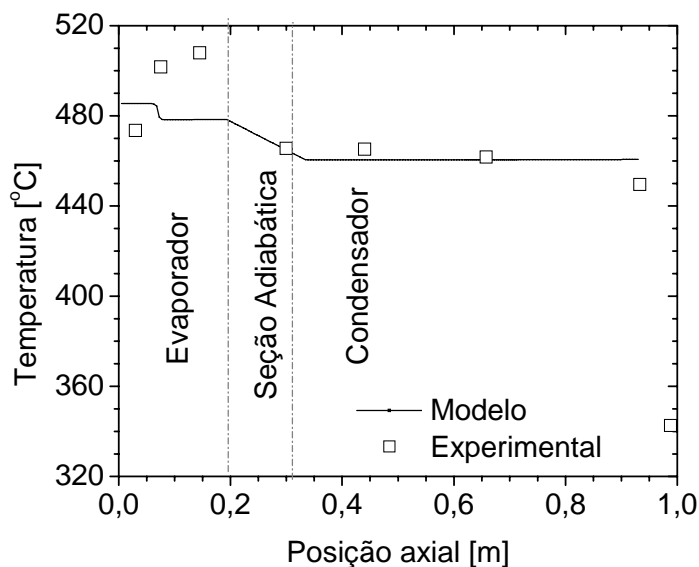


Figura 5-20 - Comparação entre os dados experimentais e o modelo com coeficiente experimental para o Tubo 03 a 1609 W.

Nos três casos acima (Figuras 5-18, 5-19 e 5-20), observa-se que o perfil de temperatura gerado com o coeficiente experimental (h_{pexp}) não é o que o melhor se ajusta aos dados experimentais da piscina, ao contrário do que se esperava já que este coeficiente foi obtido a partir dos dados experimentais. Esta discrepância entre perfil teórico e experimental deve-se principalmente a diferença entre o valor da temperatura da piscina calculada no modelo proposto e a temperatura interna medida experimentalmente pela agulha (que seria a temperatura experimental da piscina), na qual foi utilizada para o cálculo do coeficiente experimental de transferência de calor da piscina.

Os perfis de temperatura referentes aos testes 01 e 02 do Tubo 04 (ver Tabela 5-3) também foram simulados, para as três diferentes correlações para os coeficientes de transferência de calor para a piscina do evaporador ($h_{ratiani}$, h_{subb} e h_{pexp}), conforme valores da Tabela 5-4. As comparações dos resultados experimentais e teóricos são mostradas nas Figura 5-21 a Figura 5-26. Os mesmos comportamentos dos perfis observados nos testes do Tubo 03 para o condensador e filme de líquido no evaporador são também observados nas simulações para o Tubo 04, com perfis de temperaturas iguais nos três gráficos gerados para cada teste. Na piscina, a tendência já verificada também se repete, com níveis teóricos de temperaturas menores, quanto maior for o coeficiente de transferência de calor. No caso do Tubo 04, a melhor concordância entre dados experimentais e resultados do modelo é

verificada quando se emprega o coeficiente de Ratiani para a potência aplicada de 1922 W (Figura 5-22) e experimental (Figura 5-26), para 486 W.

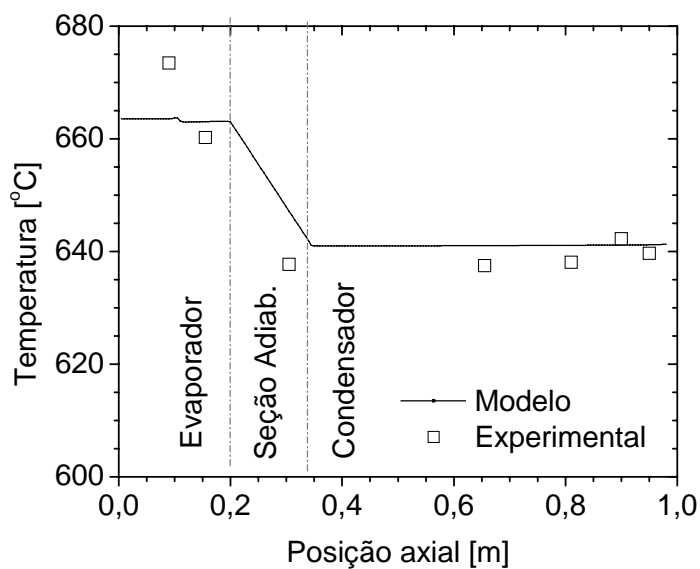


Figura 5-21 - Comparação entre os dados experimentais e o modelo com coeficiente de Subbotin et al. para o Tubo 04 a 1922 W (teste 02).

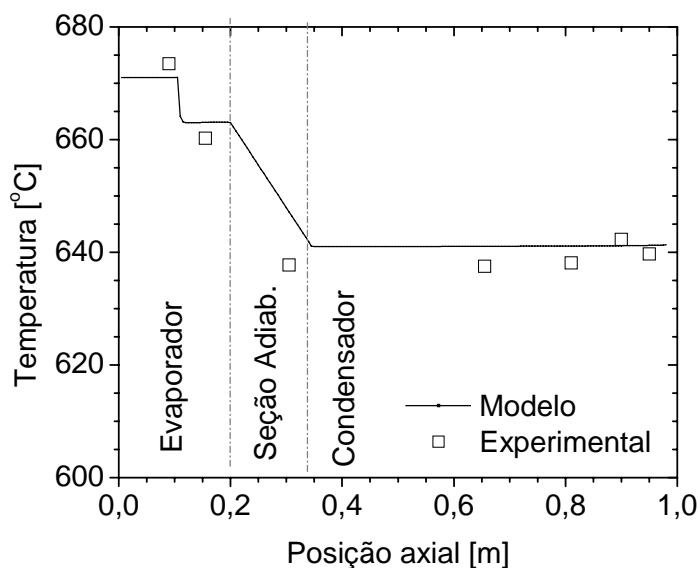


Figura 5-22 - Comparação entre os dados experimentais e o modelo com coeficiente de Ratiani para o Tubo 04 a 1922 W (teste 02).

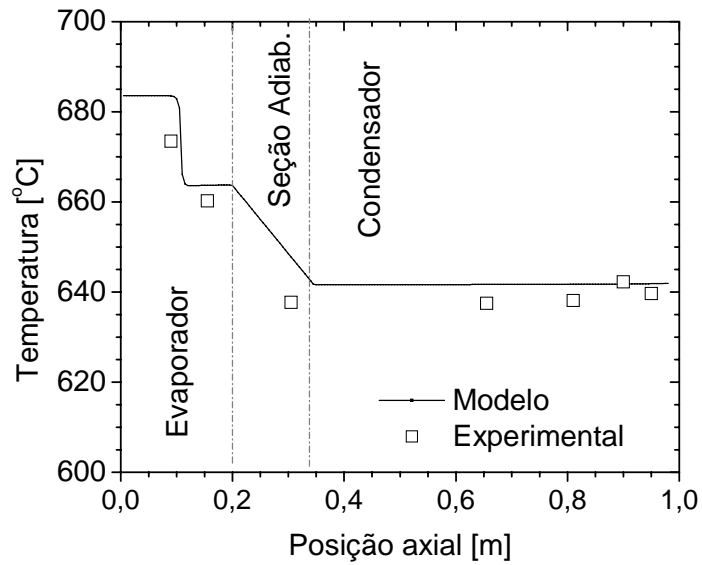


Figura 5-23 - Comparação entre os dados experimentais e o modelo com coeficiente experimental para o Tubo 04 a 1922 W (teste 02).

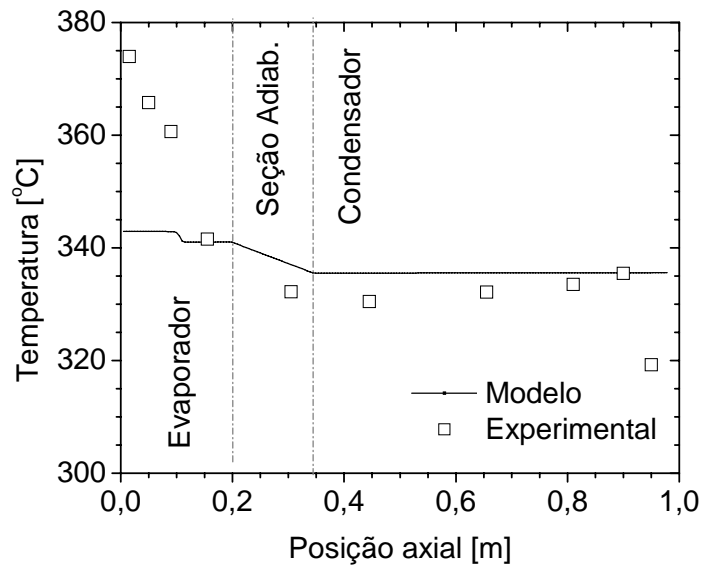


Figura 5-24 - Comparação entre os dados experimentais e o modelo com coeficiente de Subbotin et al. para o Tubo 04 a 486 W (teste 01).

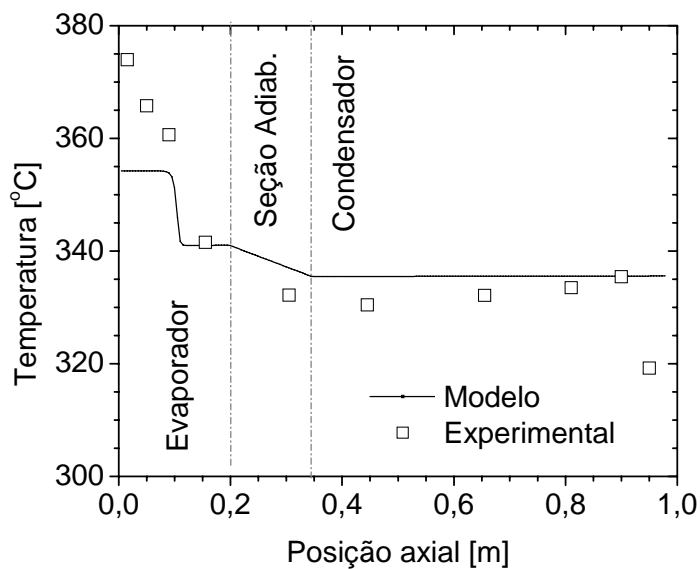


Figura 5-25 - Comparação entre os dados experimentais e o modelo com coeficiente de Ratianni para o Tubo 04 a 486 W (teste 01).

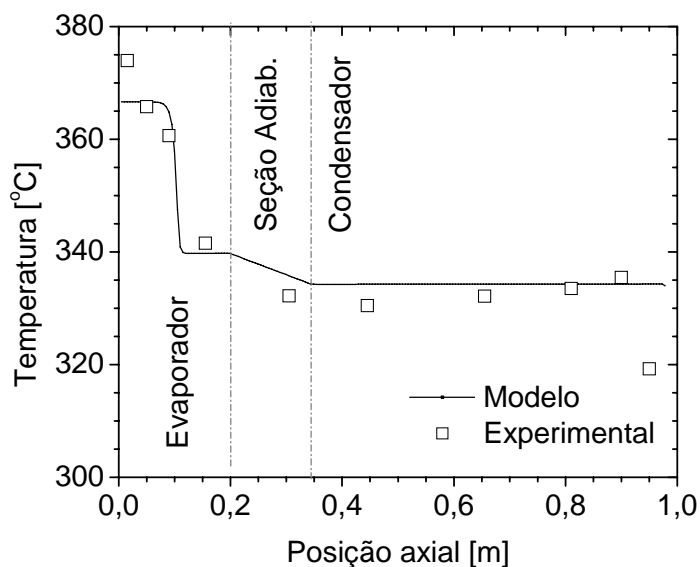


Figura 5-26 - Comparação entre os dados experimentais e o modelo com coeficiente experimental para o Tubo 04 a 486 W (teste 01).

De uma maneira geral, o comportamento característico dos perfis teóricos de temperatura corresponde a uma distribuição praticamente uniforme na região do condensador, na região da piscina e na região de filme do evaporador e, um perfil linear na

seção adiabática. O perfil linear da seção adiabática é devido à presença apenas de condução axial pura na parede. Já o perfil uniforme das outras regiões se deve às características também uniformes dos coeficientes de transferência de calor, tanto da piscina como do filme de líquido e do coeficiente externo do condensador, aliado à baixa resistência térmica axial da parede. Nota-se, que a precisão do modelo está intrinsecamente relacionada à precisão com que os coeficientes de troca térmica são determinados.

Verifica-se ainda que a concordância entre os dados experimentais e os perfis teóricos de temperatura é boa na região do condensador. No evaporador, tanto nas regiões do filme de líquido e da piscina, esta concordância é mais pobre, independente do coeficiente de transferência de calor da piscina utilizado.

Uma análise comparativa também pode ser realizada através do cálculo da diferença quadrática média, que é uma grandeza que quantifica a dispersão dos resultados experimentais em relação aos resultados teóricos. Diferenças médias quadráticas do condensador, do evaporador e total (de todo termossifão) foram calculadas para os Tubos 03 e 04 (Ver Tabela 5-4) e são mostradas na Tabela 5-5. A diferença média quadrática, também chamado de diferença padrão da estimativa (S_{yx}), é dado por (Spiegel, 1972):

$$S_{yx} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (T_{mod} - T_{exp})^2}{N}}, \quad (5-8)$$

onde N é o número de dados experimentais, T_{exp} a temperatura experimental e T_{mod} a temperatura obtida pelo do modelo, numa mesma posição do termossifão.

Tabela 5-5 – Diferença média quadrática entre temperaturas experimentais e teóricas.

Tubo	Teste	Coefficiente	Evaporador	Condensador	Total
Tubo 03	Teste 04	Subbotin et al.	15,1	5,6	12,0
		Ratiani	12,6	5,6	10,2
	Teste 05	Subbotin et al.	21,9	6,1	15,1
		Ratiani	22,9	6,2	15,7
		Experimental	22,4	6,1	15,4
Tubo 04	Teste 01	Subbotin et al.	21,3	3,2	15,2
		Ratiani	11,9	3,2	8,7
		Experimental	4,3	2,3	3,5
	Teste 02	Subbotin et al.	7,3	2,5	4,7
		Ratiani	2,7	2,5	2,6
		Experimental	7,5	3,0	5,0

As diferenças médias quadráticas na região do condensador, mostrados na Tabela 5-5, são menores do que na região do evaporador, como era esperado pela análise anterior dos gráficos das Figuras 5-16 a 5-26. Entretanto, é necessário a obtenção de um perfil experimental de temperatura mais detalhado (com mais posições de medição de temperatura), para se proceder uma análise mais aprofundada dos efeitos dos diferentes coeficientes de transferência de calor da piscina.

Para reduzir a discrepância entre dados teóricos e experimentais, pode-se adotar no modelo outros perfis de fluxo de calor que incide no evaporador, diferente do perfil uniforme utilizado no modelo. O perfil uniforme para o fluxo de calor não é verificado nos testes experimentais.

O modelo desenvolvido também é capaz de determinar a espessura de filme de líquido em cada posição ao longo do tubo. Como já explicado no Capítulo 3, esta espessura é baseada na teoria de Nusselt, e seu perfil pode ser observado na Figura 5-27 para os testes 01 e 02 do Tubo 04. Nota-se que quanto maior a potência transferida, maior a espessura de filme de líquido, como já era esperado. Na região adiabática, o modelo considera um perfil uniforme de espessura do filme.

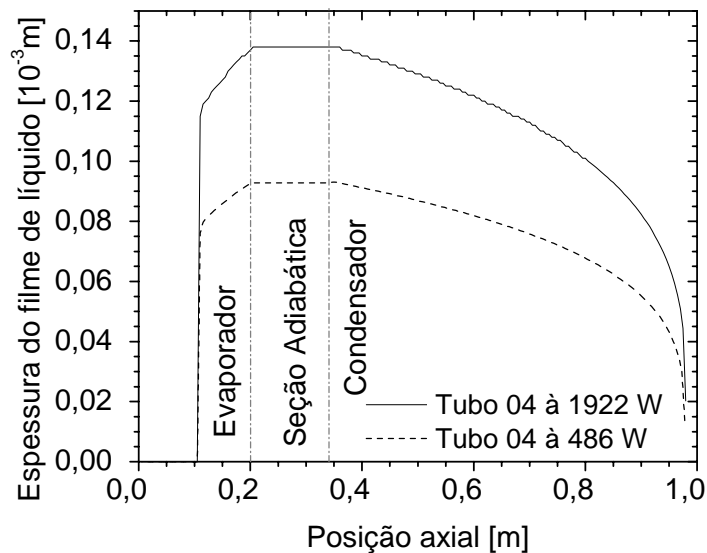


Figura 5-27 - Espessura de filme de líquido em função da distância axial, obtida a partir do modelo proposto, para o Tubo 04.

5.3. - Resistência Térmica Experimental

A resistência térmica (R_t) de um termossifão caracteriza a capacidade do dispositivo em transferir calor. É definida como a razão entre a diferença de temperaturas observada entre o evaporador e o condensador (ΔT_T) e o calor transferido (\dot{Q}) pelo dispositivo, sendo dada pela relação:

$$R_t = \frac{\Delta T_T}{\dot{Q}}. \quad (5-9)$$

Os valores das resistências térmicas dos quatro termossifões (Tubos 01 ao 04), obtidas experimentalmente, são indicados na Tabela 5-6, assim como as temperaturas médias do condensador e do evaporador e a taxa de transferência de calor. As temperaturas médias do condensador foram calculadas considerando apenas o comprimento efetivo do termossifão, ou seja, região na qual a troca de calor é realmente significativa.

Tabela 5-6 – Dados de resistência térmica e temperatura média dos Tubos.

Tubos	Testes	Temperatura Média [°C]		Experimental	
		condensador	evaporador	\dot{Q} [W]	R_t [°C/W]
Tubo 01	01	653,86	685,10	1674,1	0,0186
Tubo 02	01	240,27	281,44	394,8	0,1042
	02	276,03	317,19	506,5	0,0813
	03	362,46	426,35	809,0	0,0789
	04	355,12	412,05	768,7	0,0740
	05	431,25	495,30	1432,7	0,0447
	06	409,10	475,76	1280,0	0,0520
Tubo 03	04	295	318,1	485,0	0,0476
	01	283,18	308,46	486,0	0,0520
	05	458,8	494,4	1609	0,0221
	02	482,94	525,26	1985,1	0,0213
	03	515,54	553,25	1929,1	0,0195
Tubo 04	01	332,90	360,49	486	0,0568
	02	639,38	666,84	1922	0,0143

A Figura 5-28 apresenta a relação entre a resistência térmica e a taxa de transferência de calor para os Tubos de 01 a 04. Esta figura apresenta uma diminuição da resistência térmica com o aumento da taxa de transferência de calor.

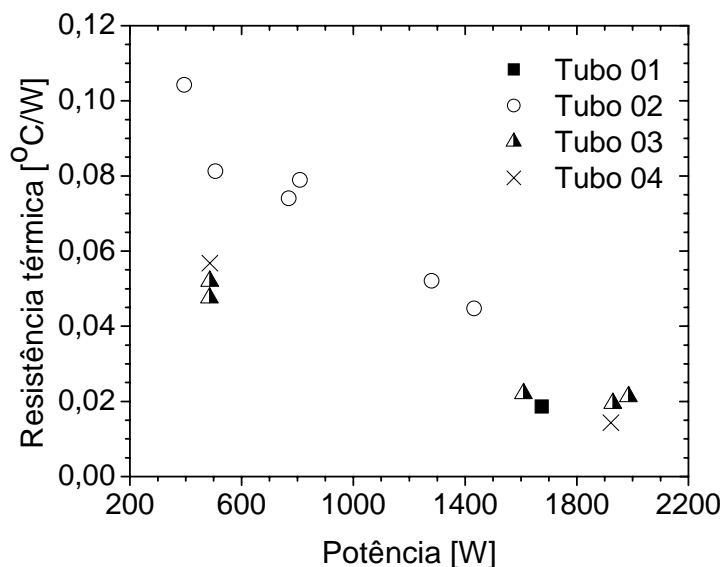


Figura 5-28 - Gráfico da resistência térmica experimental versus taxa de transferência de calor.

A resistência térmica experimental é comparada com as resistências térmicas obtidas a partir do modelo de resistências equivalentes (Brost, 1996) descrito no Capítulo 2, bem como com a resistência térmica do modelo proposto, mostrado na Tabela 5-7. Esta comparação é feita apenas os Tubos 03 e 04, pois estes tubos possuem a agulha (tubo interno de medição de temperatura do vapor) que permitem o cálculo do coeficiente de transferência de calor experimental.

O cálculo da resistência térmica através do modelo de resistências equivalentes (Brost, 1996) faz uso das temperaturas médias experimentais externas do evaporador e condensador. Três casos foram simulados com a adoção de diferentes coeficientes de transferência de calor da piscina: correlação de Subbotin (h_{subb}), correlação de Ratiani ($h_{ratiani}$) (ver Capítulo 2) e coeficiente experimental (h_{exp}). A condutividade térmica da parede de aço inoxidável 316L varia linearmente entre 16,4W/m.K, para 100 °C, e 21,4 W/m.K, para 500 °C (Lenntech, 2006). Já as temperaturas para o cálculo da resistência térmica do modelo proposto neste trabalho são teóricas e obtidas a partir dos resultados apresentados nas Figuras 5-16 a 5-26.

Tabela 5-7 – Comparação entre resistência térmica teórica e experimental.

Tubo	Testes	R_t [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$] Exp.	R_t [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$] calculada com o modelo resistências equivalentes utilizando:			R_t [$^{\circ}\text{C}/\text{W}$] calculada com o modelo proposto utilizando:		
			h_{pexp}	h_{subb}	$h_{ratiani}$	h_{pexp}	h_{subb}	$h_{ratiani}$
03	teste 04	0,0476	--	0,0145	0,0246	--	0,0160	0,0287
	teste 05	0,0221	0,0117	0,0100	0,0126	0,0132	0,0114	0,0145
04	teste 01	0,0568	0,0410	0,0120	0,0192	0,0373	0,0131	0,0243
	teste 02	0,0143	0,0154	0,0102	0,0126	0,0166	0,0115	0,0135

Como observado na Tabela 5-7, o modelo de resistência equivalente, assim como a resistência térmica do modelo proposto, depende significativamente dependência do coeficiente de transferência de calor da piscina. Estes valores de resistência térmica foram comparados com a resistência experimental na Figura 5-29, juntamente com a incerteza da resistência térmica experimental, calculada no Apêndice C e representada por meio de barras verticais. Nota-se uma maior divergência nos valores das resistências térmicas teóricas para maiores valores das resistências térmicas experimentais. Há também uma clara tendência dos modelos subestimarem a resistência térmica experimental.

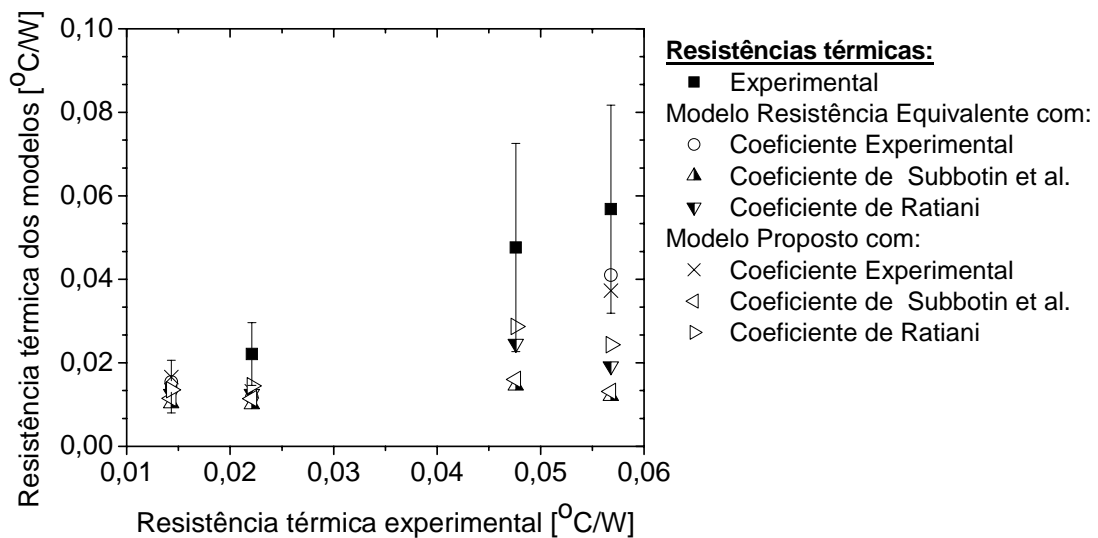


Figura 5-29 – Comparação da resistência térmica experimental com a resistência térmica dos modelos.

Nota-se ainda, pela Figura 5-29, que apenas as resistências térmicas calculadas com o coeficiente de transferência experimental da piscina (h_{pexp}), tanto para o modelo de resistência térmica equivalente como para o modelo proposto, encontram-se entre os limites de incerteza, em toda a faixa de resistência térmica experimental analisada. Este

fato novamente enfatiza a relevância do coeficiente de transferência de calor da piscina, já observada na comparação apresentada na seção anterior, entre resultados experimentais e o modelo proposto.

Quando se comparam as resistências térmicas dos dois modelos abordados, para mesma taxa de transferência de calor e num mesmo coeficiente de troca térmica da piscina (ver Figura 5-29), verifica-se que seus valores apresentam resultados muito próximos. Dessa forma, como o modelo de resistência térmica equivalente (Brost, 1996) é mais simples, este é mais indicado para se determinar a resistência térmica do termossifão.

As resistências térmicas obtidas neste experimento não puderam ser comparadas com outros trabalhos sobre termossifões, por falta de disponibilidade destes resultados na literatura afim. Porém, estes valores são compatíveis com dados de resistência térmica dos termossifões mais eficientes, desenvolvidos no LABTUCAL para diversas outras aplicações, com outros materiais e que atuam em outros níveis de temperatura. Desta forma espera-se que estes tubos apresentem grande performance térmica quando aplicados a diversos equipamentos.

5.4. - Incerteza de Medição Experimental

Neste trabalho apresentam-se as incertezas obtidas para as medições da taxa de transferência de calor e da temperatura de parede do termossifão.

A taxa de transferência de calor (\dot{Q}) é uma grandeza de medição indireta, calculada a partir dos valores de voltagem, da resistência elétrica e das temperaturas da parede do forno e do ambiente. Dessa forma, a incerteza de medição desta taxa de calor é uma combinação das incertezas dessas variáveis, que são consideradas independentes. O procedimento para se determinar a incerteza de medição combinada de \dot{Q} é mostrado no Apêndice C, sendo baseado na literatura (Gonçalves, 2002). As incertezas de medição das potências aplicadas aos tubos (\dot{Q}) foram calculadas para os testes dos Tubos 01 ao 04 e são mostradas na Figura 5-30.

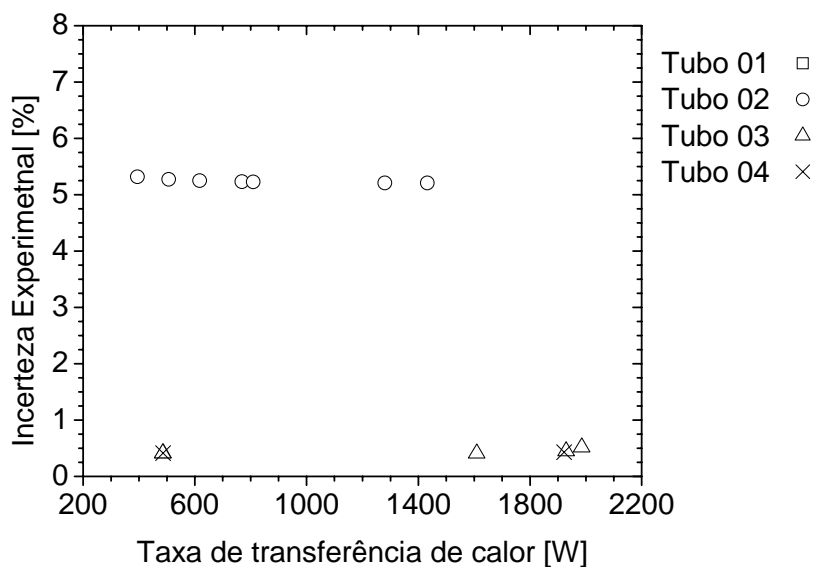


Figura 5-30 – Incerteza de medição da taxa de transferência de calor para os Tubos testados.

Observa-se neste gráfico (Figura 5-30) que a incerteza de medição é menor nos casos dos Tubos 03 e 04. Isto deve ao isolamento adicional com vermiculita (isolante térmico) nas paredes do forno (ver Capítulo IV), tornando assim as perdas de calor pelas paredes insignificantes. Conseqüentemente, a influência das grandes incertezas associadas à medição das temperaturas de parede e do ambiente, no cálculo da incerteza de medição da taxa de transferência de calor, é grandemente reduzida.

Já as medições das temperaturas apresentam várias fontes de incertezas. Primeiramente tem-se a incerteza da calibração do rolo de fios de termopar, utilizado para medir as temperaturas de parede. Nesta calibração encontram-se as incertezas do termômetro de mercúrio, dos termopares de referência da garrafa térmica, dos canais do sistema de aquisição da HP, do polinômio de conversão de milivolts para graus Celsius e do forno de calibração. Após esta calibração do rolo do termopar, o termopar é soldado à parede externa do termossifão. Este termopar é utilizado para medição em altas temperaturas. Conseqüentemente, outra fonte de incerteza é gerada devido à não homogeneidade deste termopar como conseqüência da solda e de alguns outros fatores que possam ocorrer, como encruamento ou tratamento térmico devido às altas temperaturas. Segundo White (2005) essas não uniformidades introduzem uma incerteza de medição de até 8 °C em um termopar do tipo K.

A análise da incerteza de temperatura completa encontra-se no Apêndice C. De uma forma geral, calcula-se uma incerteza de 8,2 °C para temperaturas entre 200 °C e 600 °C e uma incerteza de 8,9 °C para temperaturas entre 600 °C e 1000 °C.

5.5. - Conclusão

Testes experimentais com termossifões utilizando mercúrio como fluido de trabalho são apresentados neste capítulo. Estes testes foram realizados na bancada experimental descrita no capítulo anterior.

Nos resultados dos primeiros testes com os termossifões com mercúrio foi analisado o comportamento térmico destes durante o início de funcionamento, mostrando que o intervalo entre a aplicação da potência e o funcionamento efetivo do termossifão (start-up) depende da potência aplicada. Nos testes experimentais, as medições de temperatura ao longo do termossifão permitiram a obtenção de perfis de temperatura, nos quais se observou um aumento do nível de temperatura à medida que se aumenta a taxa de transferência de calor. Os tubos testados podem ser divididos em dois grupos: tubos aletados na região do condensador e tubos totalmente lisos. Observou-se que os tubos que contém aletas na região do condensador apresentam perfis de temperatura com níveis inferiores ao observados nos tubos lisos.

Medições internas de temperaturas realizadas em uma agulha (tubo interno de pequeno diâmetro, localizado axialmente, no centro do termossifão) também foram realizadas, na qual se observou algumas inconsistências entre temperaturas do vapor e da superfície da parede interna do tubo. Mesmo assim, essas diferenças de temperaturas encontram-se dentro dos padrões de incertezas estipulados para as temperaturas neste trabalho.

Os dados obtidos a partir dos testes experimentais dos termossifões com mercúrio foram confrontados com resultados do modelo proposto, através da comparação de perfis de temperatura. As simulações empregando o modelo foram realizadas para três diferentes coeficientes de transferência de calor da piscina: a correlação de Subbotin et al., a correlação de Ratiani e o coeficiente experimental estimado. Os perfis uniformes de temperatura para a região do condensador e de filme de líquido e piscina do evaporador se devem às características também uniformes dos coeficientes de transferência de calor, tanto da piscina como do filme de líquido e do coeficiente externo do condensador, aliado à baixa resistência térmica axial da parede. Dessa forma, para uma boa concordância com

os dados experimentais, é relevante uma boa escolha destes coeficientes de transferência de calor.

Verifica-se ainda boa concordância entre os dados experimentais e teóricos de temperatura na região do condensador. No evaporador, tanto nas regiões do filme de líquido e da piscina, esta concordância é menos precisa, independente do coeficiente de transferência de calor da piscina utilizado.

As resistências térmicas obtidas dos testes experimentais foram calculadas e comparadas com a resistência térmica do modelo proposto e com o modelo de resistências equivalentes (Brost, 1996). Para a obtenção dos resultados teóricos, foram empregados os três coeficientes de transferência de calor na região da piscina já citados, demonstrando novamente a relevância desse parâmetro no cálculo da resistência térmica do termossifão. Os resultados mostram uma divergência maior entre a resistência dos modelos e a resistência experimental, para níveis de resistências maiores. Verificou-se também que os valores das resistências térmicas dos dois modelos citados, para uma mesma taxa de transferência e num mesmo coeficiente de troca térmica da piscina, apresentam resultados muito próximos. O modelo de resistência térmica equivalente (Brost, 1996) é mais indicado para se determinar a resistência térmica do termossifão, por ser um modelo mais simplificado.

Por fim, foram apresentados os principais resultados das incertezas experimentais das medições de temperatura e das taxas de transferência de calor e resistência térmica. Verifica-se que a incerteza da taxa de transferência de calor diminui significativamente quando se aplica vermiculita para o isolamento térmico das paredes do forno. Também nota-se a necessidade de uma diminuição da incerteza de medição de temperatura, utilizando-se novos tipos de termopares, específicos para estes níveis de temperaturas. No caso deste trabalho, o uso do termopar tipo K (válidos para temperaturas de até 980 °C), introduziram uma incerteza de até 8,9 °C.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1. - Conclusões Finais

Termossifões de alta temperatura (acima de 350 °C) são dispositivos que empregam metais líquidos como fluidos de trabalho. Os processos tradicionais de fabricação e operação de termossifões, que podem ser considerados bastante conhecidos, normalmente não se aplicam a termossifões de alta temperatura. Dessa forma, este trabalho se inicia com uma revisão bibliográfica envolvendo trabalhos experimentais e teóricos em termossifões, assim como também para tubos de calor (com meio poroso), que operam em temperaturas acima de 350 °C.

Foi também realizado um levantamento de dados da literatura afim a respeito de fluidos de trabalho normalmente empregados nestes níveis de temperatura. Os limites de operação de termossifões e correlações para a determinação de coeficientes de troca térmica são também pesquisados. A revisão bibliográfica mostra que a principal motivação do estudo de tubos de calor em alta temperatura é para aplicações espaciais. Assim, boa parte dos trabalhos envolve dispositivos com meios porosos em ambientes sem gravidade. Como os fenômenos físicos presentes em tubos de calor são bem diferentes daqueles presentes em termossifões, são pouquíssimos os modelos encontrados na literatura afim para termossifões e, além do mais, estes modelos envolvem técnicas essencialmente numéricas ou analíticas. No presente trabalho, um modelo simplificado para termossifão de alta temperatura é desenvolvido na qual interage a teoria de Nusselt para filme de líquido com técnicas numéricas, utilizando correlações de transferência de calor da literatura afim.

Como já observado, em temperaturas superiores a 350 °C, é necessário o uso de metais líquidos como fluidos de trabalho, como por exemplo, mercúrio, sódio, lítio e potássio. Os metais líquidos são fluidos que requerem cuidados especiais em seu manuseio, sendo necessário um processo adequado de carregamento para o termossifão. O mercúrio, por exemplo, é uma substância altamente tóxica, enquanto o sódio pode reagir e explodir em contato com o vapor de água.

Uma outra característica importante no uso dos metais líquidos em termossifões é a compatibilidade entre parede metálica e fluido de trabalho, devido à contínua degradação

da parede do termossifão como o resultado de reações químicas. A limitação física dos materiais também é importante, pois em altas temperaturas de operação, todas as ligas metálicas têm a rigidez reduzida e, portanto, limitadas a aplicações com baixas diferenças de pressões.

As características geométricas dos termossifões de mercúrio estudados no presente trabalho tiveram como base os tubos reportados na literatura afim. O primeiro passo para o projeto do dispositivo foi uma análise dos limites de operação do termossifão (limite viscoso, limite de arrasto, limite sônico e limite de ebulição). Alguns termossifões testados neste trabalho foram construídos com um tubo interno, de diâmetro bem menor ao termossifão, alinhado ao centro do termossifão que atravessa os extremos deste, chamado de agulha. No interior desta agulha, desliza um termopar que mede a temperatura do vapor do fluido de trabalho (metal líquido), com o objetivo de levantar o perfil de temperaturas internas do termossifão, na região ocupada pelo vapor. Os termossifões testados apresentam ou não aletas na região do condensador. Termopares foram instalados na superfície externa dos tubos com o objetivo de se determinar a distribuição externa de temperaturas, ou o seu perfil.

Uma bancada experimental foi construída a fim de ensaiar os termossifões. Esta bancada foi principalmente empregada nos testes dos termossifões com mercúrio. Nos primeiros testes experimentais foi analisado o início de funcionamento (“start-up”) dos termossifões de mercúrio. O “start-up” é caracterizado como sendo o período entre a aplicação da potência do forno até a operação efetiva do tubo, que se dá quando o vapor atinge seu limite máximo no tubo, sendo observado pela rápida elevação dos termopares superiores do condensador. Observou-se que, quanto menor a potência aplicada ao tubo, maior é o tempo do seu “start-up”.

Diversos testes com diversas configurações de tubos e potências térmicas aplicadas foram realizados. Como era de se esperar verificou-se que, quanto maior a potência aplicada, maior o nível de temperatura alcançada pelos termossifões. Ressalta-se que os testes foram realizados em ambiente parcialmente aberto para garantir um nível razoável de segurança operacional do pessoal envolvido com este trabalho. Conseqüentemente, uma repetitividade dos testes não foi possível pela falta desse controle das condições externas.

Testes com tubos aletados na região do condensador também foram realizados, sendo observadas níveis de temperaturas inferiores, quando comparados a resultados obtidos com os tubos lisos, para uma mesma taxa de transferência de calor. Além disto, a

diferença entre as temperaturas externa e do vapor (medida pela agulha) é maior para os tubos aletados do que para os tubos lisos. Isto se deve ao fato de que quanto maior a área de troca, menor é o fluxo de calor e, conseqüentemente, menor a diferença de temperatura entre a parede do tubo e o ambiente, considerando-se mesmas taxas de transferência de calor.

Um modelo matemático foi proposto a fim de verificar o desempenho de termossifões de alta temperatura, que empregam metal líquido como fluido de trabalho. Os parâmetros de entrada deste modelo são: características geométricas, taxa de transferência de calor e coeficientes de transferência de calor na região da piscina e coeficientes externos ao condensador. A taxa de transferência de calor é considerada uniforme ao longo do evaporador, o que representa uma boa aproximação para o aparato experimental empregado no trabalho. O modelo proposto também determina a espessura do filme de líquido ao longo do termossifão e se baseia na teoria de Nusselt, mostrada no Capítulo 3. O modelo também prevê os perfis de temperatura externa ao longo do tubo e a temperatura do vapor (interna).

Como já comentado, uma correlação para o coeficiente de transferência de calor na piscina é empregada como entrada para o modelo proposto. Para o tubo com mercúrio, foram utilizadas duas correlações da literatura para a estimativa deste coeficiente, assim como coeficientes obtidos a partir de dados experimentais. As correlações selecionadas da literatura são: correlação de Subbotin *et al.* e correlação de Ratiani, ambas citadas no Capítulo 2 (Revisão Bibliográfica). O coeficiente de transferência de calor externo do condensador também foi calculado a partir dos dados experimentais. As simulações mostram a relevância destes coeficientes na determinação dos perfis de temperatura do tubo, uma vez que a resistência térmica axial da parede do tubo é muito maior do que a resistência térmica radial, fazendo com que o calor disponível no tubo seja transferido preferencialmente na direção radial.

A análise dos resultados teóricos obtidos a partir do modelo matemático permite observar que os perfis de temperatura são praticamente uniformes tanto no condensador como na região de piscina e de filme de líquido no evaporador. Os perfis uniformes de temperatura na região de piscina e filme no condensador apresentam níveis diferentes, uma vez que os coeficientes de transferência de calor apresentam valores diferentes. Na região adiabática, o perfil de temperatura é linear, pois apenas considera-se condução axial na parede do tubo. Foi também feita uma comparação entre os perfis de temperatura obtidos a

partir dos dados experimentais e os resultados do modelo, para os três coeficientes de troca térmica da piscina: Subbotin *et al.*, Ratiani e o coeficiente experimental. Esta comparação, realizada através da diferença média quadrática, permitiu concluir os dados teóricos do modelo apresentam uma boa concordância com os dados experimentais na região do condensador. Entretanto, na região do evaporador, esta comparação é menos precisa.

A partir dos dados experimentais de temperaturas e da taxa de transferência de calor é possível calcular as resistências térmicas experimentais dos termossifões. A resistência térmica experimental, obtida para cada teste, foi então comparada com resistências térmicas teóricas, sendo uma calculada com os dados teóricos do modelo proposto e outra através do modelo de resistência térmica equivalente (Brost, 1996). Essas resistências térmicas teóricas foram calculadas com três coeficientes de transferência de calor diferentes, duas da literatura (correlação de Subbotin *et al.* e Ratiani) e um coeficiente experimental obtido através dados experimentais. Dessa forma, obtêm-se seis resistências teóricas para comparação com a resistência experimental de cada teste. Este procedimento foi realizado para testes dos Tubos 03 e 04, onde os perfis de temperatura do vapor foram obtidos, verificando-se que os resultados das resistências diferem bastante quando diferentes coeficientes de transferência térmica da piscina são utilizados, o que novamente enfatiza a relevância deste coeficiente na piscina. Entretanto, o modelo com o coeficiente experimental é o que obteve os melhores resultados, com todas as resistências térmicas situadas dentro da faixa de incerteza calculada. Os resultados das comparações também mostram que, quanto maior a resistência térmica do termossifão, maiores são as divergências entre as resistências teóricas dos modelos e a resistência térmica experimental. Para que resultados ainda melhores possam ser alcançados, sugere-se, no futuro, a investigação do comportamento térmico de novas correlações para os coeficientes de transferência de calor em piscina.

Comparando-se as resistências térmicas teóricas referentes aos dois modelos abordados, considerando a mesma taxa de transferência e um mesmo coeficiente de troca térmica da piscina, percebe-se que seus valores são muito próximos. O modelo de resistência térmica equivalente (Brost, 1996) por ser mais simples é, dessa forma, mais conveniente para ser empregado para o cálculo da resistência térmica do termossifão. Porém, quando se deseja não apenas a obtenção de uma resistência térmica equivalente, mas também obter o perfil de temperatura e talvez ainda o filme de líquido sugere-se o uso do modelo proposto neste presente estudo.

Finalmente apresentam-se as incertezas da medida de temperatura e para a obtenção da taxa de transferência de calor. As incertezas de medidas das taxas de transferência de calor são menores nos testes realizados após o isolamento adicional nas paredes laterais do forno com vermiculita. Já a incerteza de medição é fortemente influenciada por problemas mecânicos que possam surgir nos termopares, devido aos altos níveis de temperatura empregados. Na realidade, os desafios que envolvem medidas de altos níveis de temperatura e de altas taxas de transferência de calor são amplamente conhecidos.

De uma maneira geral, podem-se listar as seguintes contribuições do presente trabalho:

(a) Realização de uma revisão bibliográfica de trabalhos realizados sobre termossifões e tubos de calor utilizando metal líquido como fluido de trabalho. Nesta revisão verificou-se que os trabalhos nesta área estão principalmente relacionados a tubos de calor (com meio poroso) e para aplicações espaciais. Embora a China detenha a tecnologia de termossifões, como é de conhecimento geral, este país não a disponibilizou, de forma que não se têm acesso as ferramentas de projeto empregadas neste país;

(b) Desenvolvimento de uma bancada experimental para ensaios com termossifões para as faixas de temperatura do mercúrio. Esta bancada representou desafios novos ao laboratório, tanto na geração de potência térmica quanto na aquisição de dados de temperatura, uma vez que nunca se realizou testes que envolviam níveis tão altos de temperatura. A confiabilidade dos dados de temperatura obtidos com os testes experimentais foi conquistada a partir de inúmeras repetições;

(c) Desenvolvimento de um modelo matemático para prever o desempenho de termossifões de altas temperaturas em condições específicas de operação, envolvendo perfis de temperatura e de filme de líquido. O modelo, como já observado, apresentou resultados muito bons para a região do condensador e uma menor precisão para o evaporador. Porém, em termos de projeto de engenharia, este modelo se mostrou adequado e permitirá ao grupo o projeto de equipamentos para a indústria (trocadores, recuperadores de calor, geradores de vapor, etc), que empreguem tais dispositivos.

6.2. - Recomendações para Trabalhos Futuros

Para a continuação dos estudos envolvendo o desenvolvimento de tecnologia de termossifões de alta temperatura, sugerem-se, neste trabalho alguns temas, considerados de grande relevância.

Na região do condensador, faz-se também necessário um melhor controle do coeficiente de transferência de calor externo, que permita a determinação da taxa de transferência de calor, principalmente se fornos de indução forem empregados. Uma possível alternativa é a aplicação de um túnel de vento com condições de entrada e saída monitorados. Para isto pode ser utilizado um anemômetro para medição de vazão, velocidade e temperatura do ar.

A incerteza de medição das temperaturas pode ser diminuída através da utilização de outros tipos de termopares, mais convenientes para trabalhar a faixa de temperatura dos metais líquidos. White (2005) aconselha, nas medições de temperaturas acima de 350 °C, a utilização de termopares de metais raros como ouro-platina, platina-paládio, tipo B, tipo R e tipo S.

Um tema de importância e não abordado no presente trabalho seria a realização de análises da degradação de parede interna do tubo, útil para o estudo da vida do termossifão. Outro estudo de importância envolve a investigação de novos materiais, compatíveis com o fluido de trabalho. Os materiais empregados nos termossifões deste trabalho foram escolhidos conforme recomendações encontradas no trabalho de Yamamoto *et al.* (1994), que realizou testes experimentais de tubos de calor com mercúrio.

Em relação ao modelo apresentado neste trabalho, sugere-se:

(a) Utilizar outros modelos para o filme de líquido. Como é o caso do modelo de Faghri (Faghri, 1995), que considera o movimento contracorrente do vapor o que provoca um arrasto sobre o filme de líquido, aumentando a espessura e, conseqüentemente, diminuindo o coeficiente de transferência de calor neste filme. modelo

(b) Testar outros perfis de fluxo de calor que incidem no evaporador do tubo, como por exemplo, considerar o nível de fluxo de calor da piscina diferente do fluxo da região de filme de líquido do evaporador. No presente trabalho, considerou-se um perfil uniforme em todo o evaporador.

(c) Pesquisar e utilizar novas correlações para o coeficiente de transferência de calor da piscina válidas para os metais líquidos empregados em termossifões de altas temperaturas.

(d) Aplicar novos volumes de controle no sentido radial da parede do tubo através do método de volumes finitos, para descrever uma distribuição radial de temperatura na parede do tubo. No presente modelo, apenas um volume de controle na direção radial é aplicado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANSYS, Inc., “*CFX – Computacional Fluid Dynamics Software*”, versão 5.7, 2004.
- Azevedo, J. L. T., “*Apostila de Transferência de Calor com Mudança de Fase: Condensação e Ebulição*”, Instituto Superior Técnico, Fevereiro, 2000.
- Bejan, A., “*Heat Transfer*”, John Wiley&Sons, 1993.
- Brost, O., “*Closed Two-Phase Thermosyphons*”, Class Notes, IKE, University of Stuttgart, Germany, 1996.
- Bullerschen, K.-G. and Wilhelmi, H., “*Cooling of Arc Furnace Electrodes with Heat Pipes*”, Chemical Engineering Technology, vol 14, pp 45 -53, 1991.
- Carey, V. P., “*Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena: An Introduction to the Thermophysics of Vaporization and Condensation Processes in Heat Transfer Equipment*”, Taylor & Francis, 1992.
- Chen, Michael Ming., “*An Analytical Study of Laminar Film Condensation: Part 1 – Flat Plates*”, Transaction of the ASME, Journal of Heat Transfer, pp. 48-54, February, 1961.
- Chi, S. W., “*Heat Pipe Theory and Practice: A Sourcebook*”, MacGraw-Hill Book Company, 1976.
- Chisholm, D., “*The Heat Pipe*”, Mills and Boon, London, England, 1971.
- Couto, Paulo, “*Análise Teórica e Experimental da Partida Supercrítica de Tubos de Calor Criogênicos*”, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Março, 2003.
- CDC - Centros de Controle e Prevenção de Doenças dos Estados Unidos, 1 de maio de 2004, <http://www.consciencia.net/2004/mes/04/wwi-relatoria.html>
- Dunn, P. D., and Reay, D. A., “*Heat Pipes*”, 3rd ed., Pergamon Press, Oxford, 1982.
- Faghri, A., “*Heat Pipe Science and Technology*”, Taylor and Francis, Washington, 1995
- Farsi, H.; Joly, J.; Miscevic, M.; Platel, V. and Mazet, N., “*An Experimental and Theoretical Investigation of the Transient Behavior of a Two-Phase Closed Thermosyphon*”, Applied Thermal Engineering, vol. 23, pp. 1895-1912, 2003.

- Fink, J. K., and Leibowitz, L., “*Thermodynamic and Transport Properties of Sodium Liquid and Vapor*”, Argonne National Laboratory, Reactor Engineering Division, January, 1995.
- Fukano, T.; Chen, S. J. and Tien, C. L., “*Operating Limits of the Closed Two-Phase Thermosyphon*”, Proceeding of ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, Honolulu, Hawaii, vol. 01, pp. 95-101, 1983.
- Gonçalves Jr., Armando Albertazzi, “*Apostila de Metrologia – Parte I*”, Laboratório de Metrologia e Automação, UFSC, 2002.
- Holman, Jack Philip, “*Transferência de Calor*”, Editora McGraw-Hill, São Paulo, Brasil, 1983.
- INMETRO e ABNT, “*Guia Para a Expressão da Incerteza de Medição*”, Terceira Edição Brasileira, Rio de Janeiro, 2003.
- Incropera, Frank. P. and DeWitt, David P., “*Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*”, 5ª edição, ed. LTC, Rio de Janeiro, RJ, 2002.
- Koh, J. C. Y., “*An Integral Treatment of Two-Phase Boundary Layer in Film Condensation*”, Transaction of the ASME, Journal of Heat Transfer, pp. 359-362, August, 1961.
- Koh, J. C. Y.; Sparrow, E. M. and Hartnett, J. P., “*The two phase boundary layer in laminar film condensation*”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 2, pp. 69-82, March, 1960.
- Kovalenko, V.; Khripunov, V.; Antipenkov, A. and Ulianov, A., “*Heat-pipes-based First Wall*”, Fusion Engineering and Design, Vol. 27, pp. 544-549, 1995
- Lenntech Water- & Luchtbehandeling Holding B.V., www.lenntech.com/Stainless-steel-316L.htm, 2006.
- Maliska, Clovis R., “*Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*”, Livros Técnicos e Científicos Editora, 1995.
- Mantelli, M. B. H.; Colle, S.; de Carvalho, R. D. M. and de Moraes, D. U. C., “*Study of Closed Two-Phase Thermosyphons for Bakery Oven Applications*”, Proceedings of the 33rd National Heat Transfer Conference, paper NHTC99-205, Albuquerque, New Mexico, 1999.
- Mantelli, M.B.H.; Lopes, A. A.; Teixeira, A.; Reis, F.; Martins, G. J. M.; Zimmermann, R. and Baungartner, R., “*Desenvolvimento de um Kit para Fornos Elétricos de*

- Cocção Utilizando Termossifões com Gás Natural*”, Relatório Final of LABSOLAR/NCTS, Fevereiro, 2004.
- Mantelli, M.B.H.; Passos, J. C.; Milanez, F. H.; Braga, W. F.; Coelho, C. E.; Arruda, L.; Silva, C. N. and Mielitz, G., “*Application of Thermosyphon Technology to Domestic Ovens*”, Final Report of LABSOLAR/NCTS, March 25, 2004.
- Maple, “*Comprehensive Computer System for Advanced Mathematics*”, Waterloo Maple Inc., version 7, 2001.
- Marek, R.; Straub, J., “*Analysis of the Evaporation Coefficient and the Condensation Coefficient of Water*”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 44, pp. 39-53, 2001.
- Matsumoto, S.; Yamamoto, T. and Katsuta, M., “*Experimental Study of Sodium Heat Pipe Characteristics at Start-up under Gravitation*”, Proceeding of the 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, 1999.
- Merrigan, Michael A., “*Heat Pipes For High Temperature Industrial Waste Heat Recovery*”, 8th Energy Technology Conference, Washington, USA, 1981.
- Merrigan, M.; Dunwoody, W. and Lundberg, L. “*Heat Pipes Development For High Temperature Recuperator Application*”, Heat Recovery Systems, vol. 2, No. 2, pp. 125-135, 1982.
- Mills, Anthony F., “*Basic Heat Mass Transfer*”, The Richard D. Irwin Series in Heat Transfer, Richard D. Irwin Inc., 1995.
- Moreira, Lúcia, “*Medição de Temperatura Usando-se Termopar*”, Cerâmica Industrial, 7(5) setembro/outubro, 2002.
- Nisgoski, André R., “*Análise de um Circuito de Termossifão Bifásico*”, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, junho, 2002.
- Noie, S. H.; Kalaei, M. H. and Khoshnoodi, M., “*Experimental Investigation of a Two Phase Closed Thermosyphon*”, The 7th International Heat Pipe Symposium, October 12-16, Jeju, Korea, 2003.
- Ong, K. S., “*A Simple Theoretical Model of a Thermosyphon*”, The 7th International Heat Pipe Symposium, October 12-16, Jeju, Korea, 2003.
- Park, S.Y. and Boo, J.H., “*An Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of High-Temperature Cylindrical Heat Pipes*”, Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, vol. 16, n^o 1, pp.70-76, 2004.

- Peterson, G. P., *“An introduction to Heat Pipes: Modelings, Testing and Applications”*, John Wiley & Sons, New York, USA, 1994.
- Pioro, I. L., *“Experimental evaluation of Constants for the Rohsenow Pool Boiling Correlation”*, International Journal of Heat Transfer and Mass, vol. 42, pp. 2003-2013, 1999.
- Ranken, W. A. and Lundberg, L. B., *“High Temperature Heat Pipes for Terrestrial Applications”*, 3rd International Heat Pipe Conference, Palo Alto, CA, 1978.
- Reed, J. G. and Tien, C. L., *“Modeling of the Two-Phase Closed Thermosyphon”*, Transactions of the ASME, vol. 109, August, 1987.
- Reed, Jeffrey G., *“Analytical Modeling of the Two-Phase Thermosyphon”*, Ph. D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of California, Berkeley, CA, 1985.
- Reid, Robert S.; Sena, J. Tom and Merrigan, Michael A., *“Transient Tests of a Molybdenum-Lithium Heat Pipe”*, 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, 1999.
- Reid, Robert S.; Sena, J. Tom and Martinez, Adam L., *“Heat Pipe Development for Advanced Energy Transport Concepts”*, Final Report Covering the Period January 1999 through September 2001, Los Alamos National Laboratory, USA, October 2002.
- Rohsenow, W. M.; Hartnett, J. P.; Cho, Y. C., *“Handbook of Heat Transfer”*, Third Edition, McGraw-Hill Handbooks, 1998.
- Rohsenow, W. M., *“A method of correlating heat transfer data for surface boiling curves”*, International Journal of Heat Transfer, ASME, vol.84, pp. 969, 1962.
- Apude Noie, S. H., Kalaei, M. H., Khoshnoodi, M., *“Experimental Investigation of a Two Phase Closed Thermosyphon”*, The 7th International Heat Pipe Symposium, October 12-16, Jeju, Korea, 2003.
- Shevchuk, E. N.; Fialko, N. M. and Maletskaya, O. E., *“Research and Estimation of Evaporation Conditions in Solar Receiver of a Sodium Heat Pipe”*, Proceeding of the 11th International Heat Pipe Conference, Tokyo, Japan, 1999.
- Shiraishi, M.; Kikuchi, K. and Yamanish T., *“Investigation of heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon”*, Proc. 4th Int. Heat Pipe Conference, London, pp. 95-104, 1981. Apud Ong, K. S., *“A Simple Theoretical*

- Model of a Thermosyphon''*, The 7th International Heat Pipe Symposium, October 12-16, Jeju, Korea, 2003.
- Spiegel, Murray R.; *“Estatística”*, Ed. McGraw-Hill do Brasil Ltda, São Paulo-SP, 1972
- Stephan, Karl, *“Heat Transfer in Condensation and Boiling”*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, USA, 1992.
- Storey, J. Kirk, *“Modeling the Transient Response of a Thermosyphon”*, Ph. D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Brigham Young University, December, 2003.
- Strumpf, H. J. , *“Ceramic Heat Pipes for High-Temperature Heat Recovery”*, Heat Recovery System, vol. 2, n^o 2, pp. 189-199, 1982.
- Sukhatme, S. P. and Rohsenow, W. M., *“Heat Transfer During Film Condensation of a Liquid Metal Vapor”*, Journal of Heat Transfer, February, pp. 22-28, 1966.
- Tien, C. L. and Chung, K. S., *“Entrainment Limits in Heat Pipe”*, AIAA Journal, vol. 17, pp.643-646, 1979.
- White, D. R., *“Calibration and Standards in Temperature Measurement”*, Handbook of Measuring System Design, edited by Peter H. Sydenham and Richard Thorn, John Wiley & Sons, ISBN: 0-470-02143-8, 2005.
- Yamamoto, T.; Tanaka, Y.; Sasaki, M. and Hatori, H., *“Study on Life of Sodium Heat Pipe Pipe”*, Heat Recovery Systems, vol. 2, n^o 4, pp. 369-376, 1982.
- Yamamoto, T.; Nagata, K.; Katsuta, M. and Ikeda, Y., *“Experimental Study of Mercury Heat Pipe”*, Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 9, pp. 39-46, 1994.
- Zhang, H. and Zhuang, J., *“Research, Development and Industrial Application of Heat Pipe Technology in China”*, Applied Thermal Engineering, vol. 23, pp. 1067-1083, 2003.

APÊNDICE A

PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS E DE TRANSPORTE

A.1. - Propriedades do Mercúrio

Faghri (1995) especifica a seguinte expressão para as propriedades termodinâmicas e de transporte do mercúrio metálico para estado saturado, válido para temperaturas entre 100 °C e 700 °C:

$$\ln(prop.) = \alpha_0 + \alpha_1 T + \alpha_2 T^2 + \alpha_3 T^3 + \alpha_4 T^4 + \alpha_5 T^5, \quad (\text{A. 1})$$

onde α_0 a α_5 são os coeficientes da equação acima, especificados para cada propriedade (*prop.*) na Tabela A-I.

A determinação da forma polinomial usada por Faghri (1995) foi baseada no erro médio entre os valores medidos e os valores calculados, mostrado na Tabela A-I.

Tabela A-I – Coeficientes da equação (A. 1).

<i>Prop.</i>	<i>Unidade</i>	α_0	α_1	$\alpha_2 \cdot 10^7$	$\alpha_3 \cdot 10^7$	$\alpha_4 \cdot 10^{10}$	$\alpha_5 \cdot 10^{13}$	<i>Erro (%)</i>
P _v	10 ⁵ Pa	-14,575	0,084718	-2092,7	3,3495	-2,9993	1,1264	0,15
h _{lv}	kJ/kg	5,726	-0,00011	0,063434	0,0013279	-0,0040224	0,0014867	0,01
ρ _l	kg/m ³	9,5173	-0,00018	-0,12298	0,00041107	-0,0012592	0,00065094	0,01
ρ _v	kg/m ³	-12,403	0,081209	-2041,8	3,2816	-2,9379	1,1027	0,13
μ _l	10 ⁻³ N.s/m ²	0,49966	-0,00357	85,984	-0,13495	0,11914	-0,044337	0,03
μ _v	10 ⁻³ N.s/m ²	5,5053	0,00478	-118,39	0,23678	-0,25687	0,11088	0,04
k _l	W/m.K	2,1052	0,001593	-16,98	0,012601	-0,0079198	0,0029427	0,01
k _v	W/m.K	-8,2112	0,018371	-450,18	0,56262	-0,2676	0	0,01
σ	N/m	-0,61123	-0,0028	157,4	-0,47357	0,6022	-0,27769	0,58
cp _l	kJ/kg.K	-1,9647	-0,00028	5,8783	-0,0026558	0,0040363	-0,0026814	0,01
cp _v	kJ/kg.K	0,039221	0	0	0	0	0	0

APÊNDICE B

CORRELAÇÕES E COEFICIENTES

B.1. - Coeficientes da Equação Aproximada para o Modelo

Os coeficientes da equação aproximada do método de volume finitos elaborado para a parede do tubo foram desenvolvidos para as três regiões do termossifão. Na região do condensador, os coeficientes para o volume do topo que contém a face norte adiabática, e os coeficientes para os demais volumes são dados respectivamente por:

$$A_p = h_o A_w + A_s + A_n + h_i A_e ; A_s = \frac{k_w A_{ts}}{\Delta x} ; A_n = \frac{k_w A_{tn}}{\Delta x} ; \quad (\text{B. 1})$$

$$B = h_o A_w T_o + h_i A_e T_i ,$$

e

$$A_p = h_o A_w + A_s + A_n + h_i A_e ; A_s = \frac{k_w A_{ts}}{\Delta x} ; A_n = 0 ; B = h_o A_w T_o + h_i A_e T_i . \quad (\text{B. 2})$$

Nos volumes da seção adiabática o coeficiente de transferência de calor externo e interno é desprezado, havendo apenas transferência de calor por condução. Dessa forma, os coeficientes da equação aproximada são:

$$A_p = A_s + A_n ; A_s = \frac{k_w A_{ts}}{\Delta x} ; A_n = \frac{k_w A_{tn}}{\Delta x} \text{ e } B = 0 . \quad (\text{B. 3})$$

Por fim, na região do evaporador os coeficientes da equação aproximada para o volume da base que contém a face sul adiabática e para os demais volumes são dados respectivamente por:

$$A_p = A_s + A_n + h_i A_e ; A_s = 0 ; A_n = \frac{k_w A_{tn}}{\Delta x} ; B = Q_w + h_i A_e T_i , \quad (\text{B. 4})$$

e

$$A_p = A_s + A_n + h_i A_e; \quad A_s = \frac{k_w A_{ts}}{\Delta x}; \quad A_n = \frac{k_w A_{tn}}{\Delta x}; \quad B = Q_w + h_i A_e T_i. \quad (\text{B. 5})$$

B.2. - Correlações para Estimar a Perda de Calor no Forno

A perda de calor das paredes do forno foi estimada pela equação de transferência de calor por convecção, ou seja, $\dot{Q} = h \cdot A \cdot \Delta T$. A diferença de temperatura (ΔT) é dada pela temperatura média da parede menos a temperatura ambiente. O coeficiente de transferência de calor (h) é dado pela correlação de convecção natural em parede plana para as paredes laterais ou pela correlação de convecção natural em placa horizontal para a superfície superior do forno.

O coeficiente de convecção para parede plana vertical é dado pela correlação de Churchill e Chu:

$$\bar{h}_L = \left(\frac{k}{L} \right) \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2, \quad (\text{B. 6})$$

onde Ra_L é o número de Rayleigh e Pr o número de Prandtl.

Para superfície superior de placa horizontal quente encontram-se as seguintes correlações: $\bar{h}_L = 0,54 \left(\frac{k}{L} \right) Ra_L^{1/4}$ válida para $10^4 \leq Ra_L \leq 10^7$ e $\bar{h}_L = 0,15 \left(\frac{k}{L} \right) Ra_L^{1/3}$ válida para $10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}$.

B.3. - Resultado dos Testes Experimentais de Sukhatme e Rohsenow (1966).

A Tabela B - 1 mostra o resultado dos testes da condensação de mercúrio (sem gases não condensáveis) sobre uma superfície de níquel realizado por Sukhatme e Rohsenow (1966). Os seguintes dados são indicados: fluxo de calor (q); Temperatura da parede de níquel (T_w); Pressão de vapor (P_v); Coeficiente de transferência de calor de condensação experimental (h_c) e teórico calculado pelo método de Nusselt (h_{th}); Diferença entre temperatura de saturação e da parede ($T_{sat} - T_w$); Diferença entre temperatura do vapor de mercúrio e de saturação ($T_{sat} - T_w$).

Tabela B - 1 – Dados experimentais do trabalho de Sukhatme e Rohsenow (1966).

	q	T_w	P_v	h_c	$T_{sat}-T_w$	T_v-T_{sat}	h_{th} (Nusselt)
Testes	[W/m ²]	[C]	[Pa]	[W/m ² K]	[C]	[C]	[W/m ² K]
1	116011	35,6	138	1067	0,6	108,9	965
2	109391	83,9	186	2190	0,4	50,0	2031
3	154787	17,2	316	1186	0,8	130,0	1214
4	172441	81,1	428	2315	0,7	73,3	2525
5	167081	96,7	399	2922	0,7	56,7	3132
6	150058	165,0	904	16365	0,5	8,6	14209
7	195769	26,7	385	1555	1,1	125,6	1566
8	192617	50,6	359	1929	1,0	98,9	1929
9	228870	31,7	465	1822	1,3	124,4	1850
10	234860	127,8	651	6128	1,0	37,2	6412
11	233599	155,0	897	12370	0,9	17,8	12030
12	227609	166,4	1116	17477	0,9	11,9	15775
13	230604	177,5	1502	21313	0,9	9,7	18896
14	228555	185,8	1887	22868	0,8	8,9	21676
15	308313	36,7	611	2412	1,9	126,1	2440
16	313357	81,1	664	3683	1,7	83,9	3751
17	319031	176,4	1741	18839	1,3	15,3	19123
18	314618	184,2	2259	17477	1,3	16,4	21790
19	400365	46,7	691	3320	2,6	118,3	3240
20	400365	77,2	731	4369	2,3	89,4	4284
21	460262	50,6	1058	3609	3,1	123,9	3728
22	450805	82,2	797	5067	2,7	85,6	4914
23	441347	88,3	1159	4761	2,6	89,4	5192

APÊNDICE C

INCERTEZA DE MEDIÇÃO

A palavra “incerteza” significa dúvida e num sentido mais amplo “incerteza de medição (u)” significa dúvida acerca da validade do resultado de uma medição. A incerteza de medição pode ser dependente de algumas variáveis aleatórias (x_i), gerando assim uma incerteza padrão combinada (u_c). Se as variáveis forem estatisticamente independentes, a incerteza de medição combinada é dada por (INMETRO e ABNT, 2003):

$$u_c^2 = \sum_{i=1}^N u^2(x_i), \quad (\text{C-1})$$

onde $u(x_i)$ é a incerteza de medição de uma variável qualquer.

Caso o mensurando “ y ” seja determinado por uma relação funcional do tipo $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ e as variáveis aleatórias também forem estatisticamente independentes, a incerteza de medição combinada será dada por (INMETRO e ABNT, 2003):

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{\partial f}{\partial x_i} \right]^2 u^2(x_i). \quad (\text{C-2})$$

Nos testes experimentais deste trabalho, três incertezas de medição são estimadas: da taxa de transferência de calor, da temperatura e da resistência térmica.

C.1. - Incerteza de Medição da Taxa de Transferência de Calor

A medição da taxa de transferência de calor é realizada de forma indireta. Esta taxa de transferência (\dot{Q}) experimental é o resultado da diferença entre a potência dissipada pelas resistências do forno ($\dot{Q}_R = U^2/R$), que depende da voltagem (U) e do valor da resistência elétrica (R), e as perdas de calor pela parede do forno ($\dot{Q}_{perdas} = h A \Delta T$), que depende da diferença de temperatura entre a parede do forno (T_w) e o meio externo (T_{amb}). Como estas variáveis (U , R , T_w , e T_{amb}) são estatisticamente independentes, a incerteza de medição da taxa de transferência “ $u(\dot{Q}_T)$ ”, desprezando as incertezas de medição da área e do coeficiente de transferência, é dada por:

$$\frac{u(\dot{Q})}{\dot{Q}} = \sqrt{\left(\frac{2u(U)}{U}\right)^2 + \left(\frac{u(R)}{R}\right)^2 + \left(\frac{u(\Delta T)}{\Delta T}\right)^2}, \quad (\text{C-3})$$

onde $u(U)$, $u(R)$ e $u(\Delta T)$ são as incertezas da voltagem, da resistência elétrica e da diferença de temperatura, respectivamente. A incerteza de medição da diferença de temperatura (ΔT) é dada por:

$$u(\Delta T) = \sqrt{u^2(T_w) + u^2(T_{amb})}. \quad (\text{C-4})$$

Quando o isolamento da parede do forno com vermiculita é colocado ao redor do forno (como descrito no Capítulo 4), as perdas de calor pelas paredes são desprezadas e, conseqüentemente, o termo da incerteza de medição da diferença de temperatura, $u(\Delta T)$, desaparece da equação (C-3).

A incerteza padrão de medição da resistência foi obtida por medições em um multímetro digital, estimando-se um valor de $\pm 0,1 \Omega$ e, a incerteza da voltagem foi obtida com desvio padrão dos dados experimentais. A incerteza de medição da temperatura da parede do forno e da temperatura ambiente é igual à incerteza de medição de temperatura do termopar tipo “K” da OMEGA, com valor de $\pm 1,1 \text{ }^\circ\text{C}$, de acordo com ASTM E-230 (Moreira, 2002).

A Tabela C - 1 mostra a incerteza da taxa de transferência de calor dos testes experimentais dos termossifões com mercúrio, indicando se há isolamento adicional de vermiculita na parede do forno. Nota-se que os testes realizados com a camada adicional de isolamento, desprezando as perdas pela parede do forno, possuem incerteza de medição inferior ao sem isolamento adicional, mostrando que a incerteza de medição de perda de calor pela parede do forno é significativa.

Tabela C - 1 – Incerteza de medição da taxa de transferência de temperatura dos testes experimentais.

<i>Tubo</i>	<i>Taxa Transf. Calor [W]</i>	<i>Incerteza de Medição [W]</i>	<i>Isolamento adicional com vermiculita?</i>
01	1674,1	68,3	Não
02	394,8	21,0	Não
	506,5	26,7	Não
	617,0	32,4	Não
	768,7	40,2	Não
	809,0	42,3	Não
	1280,0	66,7	Não
	1432,7	74,6	Não
03	486,0	2,0	Sim
	1929,1	8,7	Sim
	1985,1	10,3	Sim
	485,0	2,0	Sim
	1609,0	6,6	Sim
04	486,0	2,0	Sim
	1922,0	8,3	Sim

C.2. - Incerteza de Medição da Temperatura

O sistema de medição descrito neste trabalho é formado por um sistema de aquisição HP, uma caixa isotérmica e uma temperatura de referência formada por uma garrafa térmica com um termômetro de bulbo imerso em água destilada. Nesta garrafa térmica colocam-se dois termopares (tipo K) que será a leitura de referência do sistema de aquisição. Sabendo-se que um termopar do tipo “K” (com junção de referência a 0 °C) tem a temperatura variando linearmente com diferença de potencial na faixa entre 0 °C e 1000°C (www.omega.com), pode-se estabelecer a seguinte equação polinomial de conversão de medição em milivolts para graus Celsius:

$$T_{[^\circ C]} = \sum_{i=0}^9 \left(a_i \left(V_{[mV]} - V_{[mV]ref} \right)^i \right) + T_{[^\circ C]ref}, \quad (C-5)$$

onde $T_{[^\circ C]ref}$ é a temperatura de referência visualizada no termômetro de bulbo, $V_{[mV]}$ é a diferença de potencial lido no termopar, $V_{[mV]ref}$ é a diferença de potencial do termopar de referência colocado na garrafa térmica, ambos em milivolts e, a_i são os coeficientes do polinômio de conversão válidos para termopares do tipo K. Estes coeficientes a_i são dados na Tabela C - 2 abaixo.

Tabela C - 2- Coeficientes do polinômio de conversão dos termopares.

Coeficientes	Faixas de Aplicação	
	0 °C a 500 °C (0,0mV a 20,664mV)	500 °C a 1372 °C (20,664mV a 54,886mV)
a_0	0,0	-131,80580
a_1	25,08355	48,302220
a_2	0,07860106	-1,6460310
a_3	-0,2503131	0,054647310
a_4	0,0831527	-0,00096507150
a_5	-0,01228034	0,0000088021930
a_6	0,0009804036	-0,0000000311081
a_7	-0,0000441303	0,0
a_8	0,000001057734	0,0
a_9	-0,00000001052755	0,0

O erro de conversão deste polinômio para o intervalo de 0 °C a 500 °C (0 mV a 20,664 mV) está entre -0,05 e 0,04°C e para o intervalo de 500 °C a 1372 °C (20,664 mV a 54,886 mV) encontra-se entre -0,05 e 0,06 °C.

O sistema de medição usado neste trabalho foi calibrado antes do início dos testes experimentais. Nesta calibração utilizou-se um forno de calibração da OMEGA (modelo CL552) que possui uma faixa de temperatura entre 200 e 1100 °C com estabilidade de temperatura num intervalo de tempo de 10 minutos de $\pm 0,13$ °C e $\pm 0,09$ °C para 700 °C e 1000 °C respectivamente. Os resultados da calibração deste forno pela OMEGA são mostrados na Tabela C- 3 e a incerteza de calibração indicada (realizada em 21/09/05) é de $\pm 0,4$ °C para faixa de 0 °C a 600 °C e ± 2 °C para faixa de 600 °C a 1100 °C.

Tabela C- 3- Resultada de calibração do forno da OMEGA modelo CL552.

Nominal (°C)	Leitura (°C)	Referência (°C)	Erro (°C)
400,0	399,88	399,55	0,33
700,0	700,03	698,17	1,86
1000,0	1000,00	999,72	0,28

Na calibração do sistema de medição, um termopar da OMEGA (modelo XL-K20) com especificação de medição válida até 980 °C foi colocado no forno de referência da OMEGA. Com isto, sete canais aleatórios dos quarentas existentes no sistema de aquisição HP foram usados, um a um, como entrada dos sinais de temperatura do sistema. Em cada nível de temperatura estabilizada do forno, cada um dos quarenta canais de entrada era conectado ao termopar por um período de cinco minutos. A calibração foi realizada num intervalo entre 200 °C a 1000 °C, calculando-se a média e o desvio padrão do conjunto de

quarenta canais e, o erro sistemático, mostrados na Tabela C - 4. O erro sistemático é dado pela diferença entre a média de temperatura lido nos canais e o valor de temperatura do forno de calibração.

Tabela C - 4- Dados da calibração do sistema de aquisição.

<i>Temperatura [°C]</i>	<i>Média dos canais [°C]</i>	<i>Desvio padrão dos canais [°C]</i>	<i>Erro sistemático [°C]</i>
200	202,94	0,022	-2,94
250	252,36	0,018	-2,36
300	301,03	0,024	-1,03
350	350,87	0,029	-0,87
400	400,71	0,006	-0,71
450	450,94	0,042	-0,94
500	500,86	0,018	-0,86
550	550,83	0,020	-0,83
600	600,62	0,027	-0,62
650	650,23	0,034	-0,23
700	700,24	0,020	-0,24
750	750,21	0,033	-0,21
800	799,93	0,077	0,06
850	849,79	0,059	0,21
900	899,69	0,046	0,31
950	949,69	0,130	0,31
1000	999,90	0,039	0,10

As médias e desvios padrões encontrados nesta calibração serão usados na obtenção de uma incerteza de medição do sistema de medição de temperatura. Esta incerteza de medição de temperatura será válida para todos os termopares utilizados no trabalho experimental. Esses termopares, que é do tipo “K” da OMEGA, foram fabricados de um mesmo rolo de fios.

Além da incerteza de medição encontrada na calibração do sistema de medição analisado, há outras fontes de incerteza que são considerados efeitos aleatórios intrínsecos que também estão envolvidos. A Tabela C - 5 mostra o balanço das incertezas dessas fontes para faixa de temperatura entre 200 °C e 600°C. Já a Tabela C - 6 mostra o balanço para faixa entre 600 °C a 1000 °C.

As fontes de incerteza são estimadas por meios estatísticos (Tipo A) ou por meios não estatísticos (Tipo B) (Gonçalves Jr., 2002). Dentre as incertezas do tipo “B”, indicadas na Tabela C - 5 e Tabela C - 6, encontra-se a incerteza de leitura do termômetro, do termopar da instrumentado na garrafa térmica (ASTM E-230 apud Moreira, 2002), do termopar instrumentado na parede do termossifão (ASTM E-230 apud Moreira, 2002) e a

incerteza devido a sua não homogeneidade (White, 2005). Essas não homogeneidades no termopar, causadas por tratamento térmico ou encruamento (ou seja, endurecimento por deformação plástica), pode resultar em temperaturas aparentemente corretas, pois na seção que contem gradiente de temperatura gera-se uma voltagem no termopar. Segundo White (2005), o tratamento térmico das ligas de metal base introduz não homogeneidades de até 8°C em termopar tipo *K* (menores em outros tipos), que frequentemente faz a calibração do termopar ser inútil. White (2005) aconselha, nas medições de temperaturas acima de 350°C, a utilização de termopares de metais raros como ouro-platina, platina-paládio, tipo *B*, tipo *R* e tipo *S*.

O limite de erro do termopar tipo *K*, homogêneo, é especificado pela norma ASTM E-230 (Moreira, 2002) como 1,1 °C ou 0,4% do valor medido, escolhendo o maior valor. Este limite foi considerado a incerteza de medição do termopar da garra térmica e como uma fonte de incerteza do termopar da medição da parede do tubo (ver Tabela C - 5 e Tabela C - 6).

Finalizando, os 30 valores de temperatura adquiridos pelo sistema de medição também geram uma fonte de incerteza devido à repetitividade das medições. Este valor é dado pelo desvio padrão máximo de todos os testes realizados dividido pela raiz quadrada dos números de medições, que no caso é 30 (Gonçalves Jr., 2002).

Conhecida as incertezas dos efeitos aleatórios acima, calcula-se a incerteza padrão combinada ($u_c(T_w)$) de medição de temperatura, dada por:

$$u_c(T_w) = \sqrt{\sum_{i=1}^n u_i^2}, \quad (\text{C-6})$$

onde u_i é a incerteza de uma fonte.

A incerteza padrão combinada ($u_c(T_w)$) para as medições de temperaturas efetuadas na faixa entre 200 °C e 600 °C é calculada de acordo com a Tabela C - 5. Para a faixa de temperatura entre 600 °C e 1000 °C, esta incerteza é mostrada na Tabela C - 6.

Tabela C - 5 - Balanço de incertezas do sistema de medição de temperatura entre 200 °C e 600 °C.

<i>Fonte de incertezas (Efeitos aleatórios)</i>	<i>Valor Bruto</i>	<i>divisor</i>	<i>Incerteza</i>	<i>Distribuição</i>
Leitura do termômetro de mercúrio	0,5	$\sqrt{3}$	0,29	Retangular
Termopar garrafa térmica	1,1	1	1,1	normal
Forno calibração (200 °C 600 °C)	0,04	1	0,04	normal
Desvio entre canais da HP	0,13	1	0,13	normal
Termopar tipo K (350 °C)	1,4	1	1,4	normal
Conversão do polinômio (milivolt para °C)	0,05	1	0,05	normal
Repetitividade Sistema HP (30 pontos)	0,055	1	0,055	normal
Não homogeneidade do termopar tipo K	8	1	8	normal
<i>Incerteza padrão combinada (0 °C a 600 °C)</i>			8,2 °C	

Tabela C - 6 - Balanço de incertezas do sistema de medição de temperatura entre 600 °C e 1000 °C.

<i>Fonte de incertezas (Efeitos aleatórios)</i>	<i>Valor Bruto</i>	<i>divisor</i>	<i>Incerteza</i>	<i>Distribuição</i>
Leitura do termômetro de mercúrio	0,5	$\sqrt{3}$	0,29	Retangular
Termopar garrafa térmica	2,2	1	2,2	normal
Forno calibração (600 °C a 1000 °C)	0,13	1	0,13	normal
Desvio entre canais da HP	2	1	2	normal
Termopar tipo K (600 °C)	2,4	1	2,4	normal
Conversão do polinômio (milivolt para °C)	0,06	1	0,03	normal
Repetitividade Sistema HP (30 pontos)	0,18	1	0,18	normal
Não homogeneidade do termopar tipo K	8	1	8	normal
<i>Incerteza padrão combinada (600 °C a 1000 °C)</i>			8,9 °C	

C.3. - Incerteza de Medição da Resistência Térmica Experimental

A resistência térmica experimental (R_t) é diretamente proporcional à diferença de temperatura média (ΔT_T) entre condensador (\bar{T}_{cond}) e evaporador (\bar{T}_{evap}) e inversamente proporcional à taxa de transferência de calor (\dot{Q}), dada pela expressão: $R_t = \Delta T_T / \dot{Q}$. Como estas variáveis (ΔT_T e \dot{Q}) são estatisticamente independentes, estima-se a incerteza de medição da resistência térmica experimental $u(R_t)$, de acordo com a equação (C- 2), sendo dada como:

$$\frac{u(R_t)}{R_t} = \sqrt{\left(\frac{u(\Delta T_T)}{\Delta T_T}\right)^2 + \left(\frac{u(\dot{Q})}{\dot{Q}}\right)^2}, \quad (C-7)$$

onde:

$$u(\Delta T_T) = \sqrt{u^2(\bar{T}_{cond}) + u^2(\bar{T}_{evap})}. \quad (C-8)$$

As incertezas de medição da temperatura média, tanto do condensador como do evaporador foram consideradas iguais às incertezas de medições de temperaturas, de acordo o nível de temperatura que se encontra. Enquanto que as incertezas da taxa de transferência de calor são indicadas na Tabela C - 1. Dessa forma, pode-se calcular as incertezas de medições da resistência térmica experimental para todos os testes dos Tubos 01 ao 04 (conforme especificações do Capítulo 4) que são mostradas na Tabela C - 7 abaixo.

Tabela C - 7 – Incertezas de medição da resistência térmica experimental.

Tubo	\dot{Q}_T	R_t	$u(R_t)$
01	1674,1	0,0186	0,007
02	394,8	0,1042	0,030
	506,5	0,0813	0,024
	768,7	0,074	0,016
	809	0,0789	0,016
	1280	0,052	0,010
	1432,7	0,0447	0,010
03	486	0,052	0,025
	1929,1	0,0195	0,006
	1985,1	0,0213	0,006
	485	0,0476	0,025
	1609	0,0221	0,008
04	486	0,0568	0,025
	1922	0,0143	0,006