

UNESP

Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá

2000



UNESP

UNIVERSIDADE ESTADUAL "JÚLIO DE MESQUITA"  
CAMPUS DE GUARATINGETUBA

DESENVOLVIMENTO E VALIDAÇÃO DE MODELO TEÓRICO DE  
TERMOSIFÕES BIFÁSICOS

NEWTON GALVÃO DE CAMPOS LEITE

***"Desenvolvimento e Validação  
de Modelo Teórico de  
Termossifões Bifásicos"***

**NEWTON GALVÃO DE CAMPOS LEITE**

**131**

1110000438



Dezembro de 2000



“DESENVOLVIMENTO E VALIDAÇÃO DE MODELO TEÓRICO DE  
TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS”

*NEWTON GALVÃO DE CAMPOS LEITE*

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
“DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA”


ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA  
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO



Prof. Dr. José Luz Silveira  
Coordenador

**BANCA EXAMINADORA:**



Prof. Dr. MAURICIO ARAUJO ZANARDI  
Orientador / Unesp-Feg



Prof. Dr. PETRÔNIO MASANOBU TANISHO  
Unesp-Feg



Prof. Dr. JOSÉ ANTÔNIO PERRELLA BALESTIERI  
Unesp-Feg



Prof. Dr. NELSON MANZANARES FILHO  
EFEI



Prof. Dr. MESSIAS BORGES SILVA  
FAENQUIL

Dezembro de 2000

CARO LEITOR NÃO  
RISQUE O LIVRO

# DESENVOLVIMENTO E VALIDAÇÃO DE MODELO TEÓRICO DE TERMOSSIFÕES BIFÁSICOS

NEWTON GALVÃO DE CAMPOS LEITE

Tese apresentada à Faculdade de  
Engenharia de Guaratinguetá da  
Universidade Estadual Paulista, para  
a obtenção do título de Doutor em  
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Maurício de Araújo Zanardi  
Co-orientador: Prof. Dr. Nelson Murcia

00438

438

Guaratinguetá  
2000

FACULDADE DE ENGENHARIA  
DE GUARATINGUETÁ

BIBLIOTECA

unesp 



23/03/01  
R\$29,00  
Doação

DESENVOLVIMENTO E VALIDAÇÃO DE MODELO  
TEÓRICO DE TERMOSIFÕES BIFÁSICOS

NEWTON GALVÃO DE CAMPOS LEITE

Ficha catalográfica preparada na Seção de Aquisição e Tratamento da  
Informação da Biblioteca – FEG /UNESP

T 536.24(043)

L533d

L533d Leite, Newton Galvão de Campos  
Desenvolvimento e validação de modelo teórico de  
termossifões bifásicos/ Newton Galvão de Campos Leite.  
Guaratinguetá, 2000  
113f: il; 30cm  
  
Bibliografia: 107-113  
Inclui apêndice  
Tese(doutorado) – Universidade Estadual Paulista,  
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2000.  
Orientador: Prof. Dr. Maurício de Araújo Zanardi  
Co-orientador: Prof. Dr. Nelson Murcia  
  
1.Transferência de Calor 2.Termossifão bifásico I.Título

CDU 536.24

UNESP  
FACULDADE DE ENGENHARIA  
DE GUARATINGUETÁ



## DADOS CURRICULARES

### NEWTON GALVÃO DE CAMPOS LEITE

DATA DE NASCIMENTO: 26/06/1968 – Cunha – S.P.

FILIAÇÃO: Newton de Campos Leite  
Etelvina Galvão de França Leite

1987/1991: Curso de Graduação: Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade de Taubaté

1992/1995: Curso de Pós-Graduação (Mestrado): Área de Concentração em Transmissão e Conversão de Energia Térmica – UNESP – Campus de Guaratinguetá

1996/2000: Curso de Pós-Graduação (Doutorado): Área de Concentração em Transmissão e Conversão de Energia Térmica – UNESP – Campus de Guaratinguetá

#### ATIVIDADES PROFISSIONAIS:

- Professor ACT de Física e Matemática da rede estadual de ensino médio do Estado de São Paulo
- Professor Colaborador de Fenômeno de Transporte e Operações Unitárias da Faculdade de Engenharia Química de Lorena

LISTA DE FIGURAS ..... 12  
 LISTA DE TABELAS ..... 13  
 LISTA DE SÍMBOLOS ..... 14  
 NENHUM ..... 15  
 ABSTRACT ..... 16

INTRODUÇÃO

1.1 Relatos Prévia ..... 18  
 1.2 Ferramenta utilizada ..... 21  
 1.2.1 Transferência de conhecimento ..... 24  
 1.2.2 Transferência de conhecimento ..... 25  
 1.3 Escopo da tese ..... 28  
 1.4 Objetivo da pesquisa ..... 31

AGRADECIMENTOS

A CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior), agradeço pelo suporte financeiro, concedido durante o Mestrado, e também agora no Doutorado.

Ao Prof. Maurício de Araújo Zanardi, agradeço a orientação que foi realizada de uma maneira adequada, mostrando sempre um grande profissionalismo.

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

2.1 Descrição ..... 41  
 2.2 Descrição de funcionamento do equipamento ..... 41  
 2.3 Procedimento experimental ..... 42  
 2.4 Caracterização dos materiais ..... 44  
 2.5 Método de ensaio ..... 45  
 2.6 Descrição de equipamentos utilizados ..... 46  
 2.7 Descrição de procedimentos ..... 46

ANÁLISE DE RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Descrição ..... 47  
 3.2 Descrição de resultados ..... 48  
 3.3 Descrição de resultados ..... 49  
 3.4 Descrição de resultados ..... 50  
 3.5 Descrição de resultados ..... 51  
 3.6 Descrição de resultados ..... 52  
 3.7 Descrição de resultados ..... 53

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS  
LISTA DE TABELAS  
LISTA DE SÍMBOLOS  
RESUMO  
ABSTRACT

### 1 INTRODUÇÃO

1.1 Relatos Preliminares.....	18
1.2 Termossifão Bifásico.....	23
1.2.1 Transferência de calor na condensação.....	24
1.2.2 Transferência de calor na ebulição.....	25
1.3 Estado da arte.....	28
1.4 Objetivo do trabalho.....	31

### 2 ANÁLISE TEÓRICA E NUMÉRICA DO TERMOSSIFÃO

2.1 Introdução.....	32
2.2 Considerações do modelo existente na literatura.....	32
2.3 Desenvolvimento do modelo teórico.....	36
2.4 Desenvolvimento da solução numérica.....	46
2.4.1 O programa computacional.....	48
2.4.2 Estudo da falsa fonte.....	56

### 3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

3.1 Introdução.....	61
3.2 Processo de fabricação do termossifão.....	61
3.3 Aparato experimental.....	62
3.3.1 Determinação das temperaturas.....	64
3.3.2 Medidas de vazão.....	65
3.4 Execução dos testes.....	66
3.5 Cálculo da taxa real de transferência de calor.....	66
3.6 Análise de erros de medidas.....	66

### 4 AVALIAÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL

4.1 Introdução.....	69
4.2 Gráficos para o caso Mingwei.....	69
4.3 Gráficos para os casos da Universidade Federal de Santa Catarina.....	78
4.3.1 Caso com potência transferida de 50W.....	78
4.3.2 Caso com potência transferida de 300W.....	83





## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - Termossifão operando em circuito fechado.....	19
FIGURA 1.2 - Termossifão tubular aberto.....	20
FIGURA 1.3 - Caldeira de Perkins.....	21
FIGURA 1.4 - Trocador de calor com termossifões.....	22
FIGURA 1.5 - Forno de cozimento de Perkins.....	23
FIGURA 1.6 - Termossifão bifásico fechado convencional.....	24
FIGURA 1.7 - Regimes de transferência de calor.....	26
FIGURA 2.1 - Configuração do termossifão e sistema de coordenadas.....	33
FIGURA 2.2 - Perfil de temperatura transiente da parede externa.....	35
FIGURA 2.3 - Domínio de cálculo axissimétrico.....	43
FIGURA 2.4 - Ponto da grade com seu volume de controle.....	49
FIGURA 2.5 - Fluxograma do programa principal.....	53
FIGURA 2.6(a) - Teste para escolha do número de pontos da malha – caso UFSC 50W.....	55
FIGURA 2.6(b) – Malha computacional – caso UFSC 50W.....	56
FIGURA 2.7 - Estudo da falsa fonte através do problema de condução de calor - caso com fornecimento de energia.....	57
FIGURA 2.8 - Estudo da falsa fonte através do problema de condução de calor - caso com retirada de energia.....	58
FIGURA 2.9 - Estudo da falsa fonte através do problema de condução- convecção de calor - caso com fornecimento de energia.....	59
FIGURA 2.10 - Estudo da falsa fonte através do problema de condução- convecção de calor - caso com retirada de energia.....	60
FIGURA 3.1 - Esquema de fabricação.....	62

FIGURA 3.2 - Caixa de alimentação do sistema.....	63
FIGURA 3.3 - Visão global do sistema de testes.....	64
FIGURA 3.4 - Posição de soldagem dos termopares.....	65
FIGURA 3.5 - Resultados experimentais.....	68
FIGURA 4.1 - Temperatura externa na parede versus variação axial.....	71
FIGURA 4.2 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial.....	71
FIGURA 4.3 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial.....	73
FIGURA 4.4 - Espessura do filme de líquido versus variação axial.....	73
FIGURA 4.5 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial.....	75
FIGURA 4.6 - Velocidades axiais versus variação radial.....	75
FIGURA 4.7 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial.....	76
FIGURA 4.8 - Máximo resíduo médio versus número de iterações usando a falsa fonte.....	77
FIGURA 4.9 - Máximo resíduo médio versus número de iterações sem a falsa fonte.....	77
FIGURA 4.10 - Temperatura externa na parede versus variação axial.....	79
FIGURA 4.11 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial.....	79
FIGURA 4.12 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial.....	80
FIGURA 4.13 - Espessura do filme de líquido versus variação axial.....	81
FIGURA 4.14 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial.....	81
FIGURA 4.15 - Velocidades axiais versus variação radial.....	82

FIGURA 4.16 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial.....	82
FIGURA 4.17 - Máximo resíduo médio versus número de iterações normal.....	83
FIGURA 4.18 - Temperatura externa na parede versus variação axial.....	84
FIGURA 4.19 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial.....	84
FIGURA 4.20 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial.....	85
FIGURA 4.21 - Espessura do filme de líquido versus variação axial.....	85
FIGURA 4.22 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial.....	86
FIGURA 4.23 - Velocidades axiais versus variação radial.....	86
FIGURA 4.24 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial.....	87
FIGURA 4.25 - Máximo resíduo médio versus número de iterações normal.....	87
FIGURA 4.26 - Temperatura externa na parede versus variação axial.....	88
FIGURA 4.27 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial.....	88
FIGURA 4.28 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial.....	89
FIGURA 4.29 - Espessura do filme de líquido versus variação axial.....	89
FIGURA 4.30 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial.....	90
FIGURA 4.31 - Velocidades axiais versus variação radial.....	90
FIGURA 4.32 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial.....	91

FIGURA 4.33 - Máximo resíduo médio versus número de iterações normal.....	91
FIGURA 4.34 - Temperatura externa na parede versus variação axial.....	93
FIGURA 4.35 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial.....	93
FIGURA 4.36 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial.....	94
FIGURA 4.37 - Espessura do filme de líquido versus variação axial.....	94
FIGURA 4.38 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial.....	95
FIGURA 4.39 - Velocidades axiais versus variação radial.....	95
FIGURA 4.40 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial.....	96
FIGURA 4.41 - Máximo resíduo médio versus número de iterações normal.....	96
FIGURA 4.42 - Temperatura externa na parede versus variação axial.....	97
FIGURA 4.43 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial.....	97
FIGURA 4.44 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial.....	98
FIGURA 4.45 - Espessura do filme de líquido versus variação axial.....	98
FIGURA 4.46 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial.....	99
FIGURA 4.47 - Velocidades axiais versus variação radial.....	99
FIGURA 4.48 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial.....	100
FIGURA 4.49 - Máximo resíduo médio versus número de iterações normal.....	100
FIGURA 4.50 - Temperatura externa na parede versus variação axial.....	101

FIGURA 4.51 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial.....	101
FIGURA 4.52 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial.....	102
FIGURA 4.53 - Espessura do filme de líquido versus variação axial.....	102
FIGURA 4.54 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial.....	103
FIGURA 4.55 - Velocidades axiais versus variação radial.....	103
FIGURA 4.56 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial.....	104
FIGURA 4.57 - Máximo resíduo médio versus número de iterações normal.....	104

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - Valores de comparação para  $\frac{L}{r_v} = 30$  .....47

TABELA 2 - Posição adimensional dos termopares.....65

TABELA 3 – Dados técnicos dos termossifões testados.....70



## LISTA DE SÍMBOLOS

A	área
a	coeficientes
$c_p$	calor específico a pressão constante
D	coeficiente difusivo; diâmetro
F	taxa de escoamento de massa através das faces do volume de controle
g	aceleração da gravidade
h	entalpia; coeficiente de transferência de calor convectivo
J	fluxo total
k	coeficiente de condutividade térmica
L	comprimento
$\dot{m}$	vazão mássica
$\dot{m}'$	taxa de condensação ou evaporação por unidade de comprimento sobre o volume de controle
Nu	número de Nusselt
p	pressão
Pe <sub>r</sub>	número de Peclet de referência
Pr	número de Prandtl
Q	taxa de calor
q	fluxo de calor
$q_s$	fonte de calor
$\dot{q}$	energia por unidade de volume
Ra	número de Rayleigh
$R_g$	constante do gás
$R_i$	raio interno do tubo
$R_o$	raio externo do tubo
$R_v$	raio de vapor ( $R_v = R_i - \delta$ )
Re <sub>r</sub>	número de Reynolds radial
r	coordenada radial
S	termo fonte; área
sor <sub>aux</sub>	máximo resíduo pontual
T	temperatura
t	tempo
u	velocidade
V	volume
$V_r$	velocidade de referência ( $V_r = \frac{(L_p/L_e)Q}{\pi R_v^2 \rho_r h_{fg}}$ )
v	componente de velocidade radial
x	coordenada retangular
w	componente de velocidade axial

y coordenada retangular  
z coordenada axial

### Subscritos

a adiabático  
c condensador; constante  
CC convecção combinada  
e evaporador; entrada  
fg mudança de fase  
g vapor  
Ku Kutatelatze  
l líquido  
NB ebulição nucleada  
NC convecção natural  
o parede externa  
p piscina ou reservatório  
r referência  
s saída  
sat saturação  
sup condições superficiais  
t total  
v vapor  
w parede  
 $\delta$  interface líquido-vapor  
 $\infty$  ambiente

### Sobrescritos

\* adimensional  
 $\phi$  indica a variável dependente  
- valor médio  
0 indica num tempo anterior

### Símbolos Gregos

$\alpha$  difusividade térmica  
 $\delta$  espessura do filme de líquido; distância  
 $\mu$  viscosidade dinâmica  
 $\nu$  viscosidade cinemática  
 $\rho$  massa específica  
 $\sigma$  tensão superficial  
 $\tau$  tensão de cisalhamento

$\phi$   
 $\Gamma$

variável dependente; dissipação viscosa  
coeficiente de difusão; taxa de escoamento de massa por unidade  
de comprimento

## RESUMO

Uma análise teórica, utilizando as equações de conservação de massa, energia, quantidade de movimento e espécies, descreve o funcionamento de um tubo de difusão em regime permanente e operando na vertical. Os resultados obtidos em regime permanente são comparados com os resultados obtidos em regime transiente. Um estudo separado é feito para a conservação de energia. O modelo usado leva em consideração a presença de um reservatório de líquido, a presença de uma interface de líquido-gás, que representa o nível de líquido no tubo, e a presença de um reservatório de gás. Os resultados teóricos foram comparados com os resultados experimentais obtidos em um tubo de difusão. O conjunto de equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento são obtidos e resolvidos numericamente. Os resultados são comparados com os resultados obtidos em um tubo de difusão. Os resultados teóricos são comparados com os resultados experimentais. Os resultados teóricos são comparados com os resultados experimentais. Os resultados teóricos são comparados com os resultados experimentais.

Palavras-chave: difusão; escoamento; conservação de massa; conservação de energia

## RESUMO

Uma modelagem teórica, utilizando as equações de conservação de massa, variação da quantidade de movimento e energia, acerca dos fenômenos intrínsecos no funcionamento de um termossifão bifásico, de formato geométrico cilíndrico e operando na vertical foi efetuada. As equações de conservação foram resolvidas em regime permanente para todas as fases do termossifão, sendo efetuado um estudo separado acerca do uso da falsa fonte na equação de conservação de energia. O modelo também levou em consideração a presença de um reservatório de líquido, cujos valores do coeficiente de transferência de calor, que determinam o regime de funcionamento no reservatório, foram obtidos a partir de pesquisas recentes publicadas na literatura. O conjunto das equações de conservação foi solucionado utilizando o método dos volumes finitos. Os resultados encontrados foram aferidos com dados experimentais provenientes da literatura, e também de ensaios específicos realizados em laboratório. De um modo geral, os resultados teóricos concordaram bem com os experimentais, e os desvios observados, ficaram por conta de uma previsão inadequada do modelo do reservatório utilizado, além da manutenção de uma altura constante do reservatório de líquido.

**PALAVRAS CHAVE:** termossifão bifásico, termossifão cilíndrico



## ABSTRACT

In this work, a model for a circular two-phase thermosyphon operating vertically, based upon the mass, momentum and energy conservation equations is presented. Only steady-state was considered and a false source was included in the energy conservation equation, in order to simulate the phase change in the interface. This model also considers the liquid pool, whose heat transfer coefficient values, which determine the liquid pool operational regime, were obtained from recent studies published in the literature. The set of conservation equations was solved using the finite volume method. The results were tested with experimental data obtained from the literature and from specific laboratory experiments. In general, the theoretical results were consistent with the experimental ones, and the discrepancies observed were attributed to an inadequate prediction by the liquid pool model employed as well as to the maintenance of a constant height for the liquid pool.

**KEYWORDS:** two-phase thermosyphon, cylindric thermosyphon



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Relatos preliminares

A origem do nome termossifão é incerta, entretanto, o nome aparece desde 1928 nas literaturas da Deere e Company, na descrição do seu sistema de resfriamento (Japkise, 1973).

Uma discussão sobre a natureza desse dispositivo torna-se necessária, para um melhor entendimento dos fenômenos termo-hidrodinâmicos que ocorrem no seu interior. Para isto, pode-se comparar o transporte de energia térmica, por exemplo, ocorrido na superfície da Terra, através dos processos de convecção natural e condução térmica. Normalmente, o processo de convecção natural é muito mais eficaz que o de condução térmica, o qual conta com as interações moleculares. O movimento molecular ocorre em todas as direções, não criando nenhuma direção preferencial, a menos que a temperatura varie fortemente em uma dada direção. Já no processo de convecção natural, onde há essencialmente uma única direção, grandes fluxos de energia são transferidos na mesma direção com pequenos gradientes de temperatura.

No campo gravitacional terrestre, o surgimento de um fluxo de convecção ascendente depende de uma variação da densidade do fluido para produzir a força ascendente, que irá superar o campo gravitacional. Esse padrão de circulação resultante, foi primeiro descrito no estudo pioneiro de Thomson e Bénard (1900).

Esse exemplo de convecção natural chama a atenção para a característica essencial de tais fenômenos, isto é, força ascendente ou empuxo, que existirá somente se a densidade do fluido for variável.

O interessante é que as mesmas forças de empuxo que estão presentes em muitos fenômenos naturais observados na atmosfera, oceanos e núcleo da Terra, podem ocorrer no interior de um tubo e serem usadas com grande vantagem na transferência de calor de um local para outro. O resultado é um termossifão, no qual o fenômeno mencionado acontece em menor escala, porém, com muita eficiência.

Como o comportamento intrínscico é o mesmo, entre o que ocorre na atmosfera e no termossifão, surge uma definição genérica para este equipamento:

“Qualquer dispositivo que contenha um fluido no qual prevaleça os campos de temperatura e de força de corpo combinados para produzirem uma circulação cujo resultado é uma melhora do fluxo térmico (Lock, 1992)”;

ou ainda,

“Qualquer circulação de fluido produzida por uma força de empuxo induzida termicamente (Lock, 1992)”.

A partir das definições acima, pode-se descrever alguns tipos importantes de termossifões existentes. O termossifão mostrado na Figura 1.1, opera com os fluxos convectivos quente e frio separados fisicamente; cada escoamento unidirecional ocorre em tubos separados, e estes são conectados em série para formar um circuito fechado (*loop*).

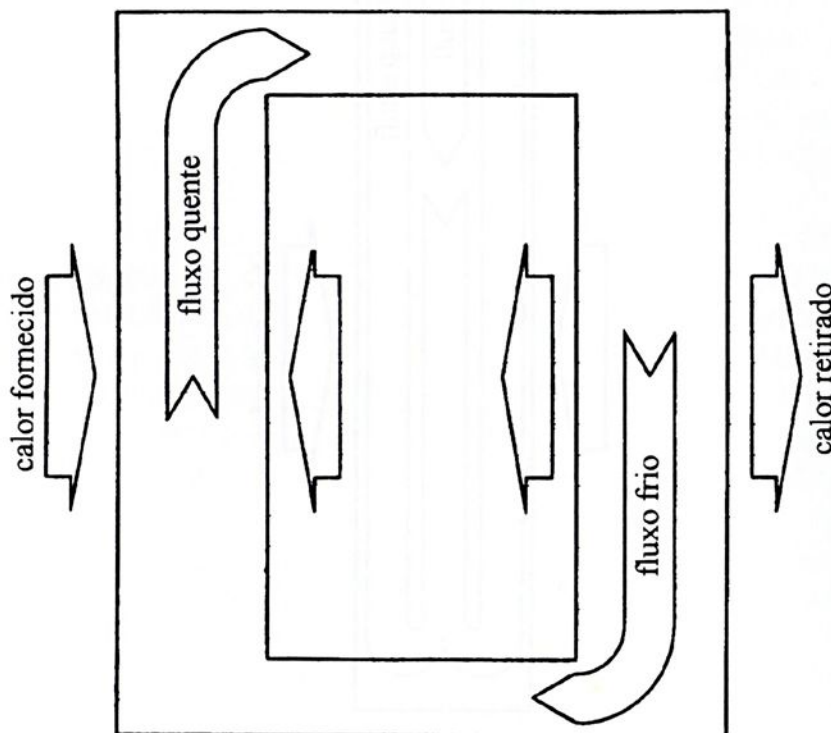


FIGURA 1.1 – Termossifão operando em circuito fechado

Por outro lado, no termossifão tubular, os dois fluxos agem em paralelo dentro do mesmo tubo, como ilustrado pela recirculação na Figura 1.2.

Ambos os tipos satisfazem a exigência de circulação e ambos admitem duas subdivisões adicionais as quais surgem do fato de que o dispositivo pode ser aberto ou fechado. Para o tipo tubular, que é o objetivo deste trabalho, nós definiremos o sistema aberto como aquele que apresenta uma das suas extremidades livre, enquanto os sistema fechado é aquele que não apresenta nenhuma das extremidades livre.

O termossifão tubular deve sua habilidade de transferir calor à força de empuxo que causa a circulação, juntamente com o aumento de pressão devido à mudança nas condições de saturação, ambas causadas por uma diferença de temperatura entre as extremidades. Tipicamente, essa habilidade é bem maior que o melhor metal condutor que possa existir. Esse dispositivo, assim acaba agindo como uma *barra super-condutora de calor*.

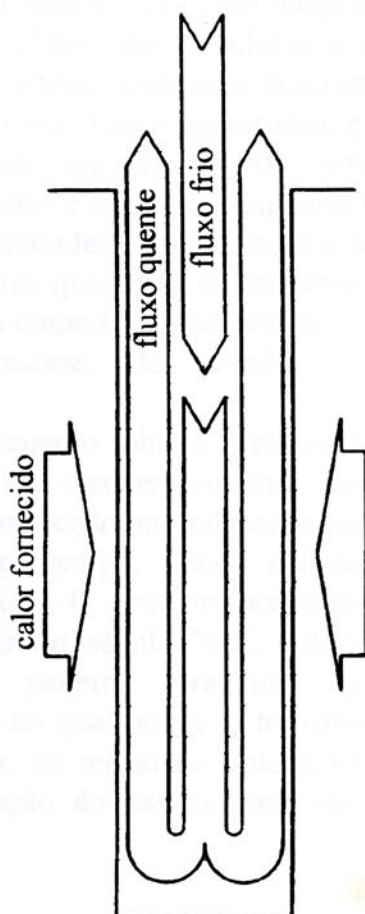


FIGURA 1.2 - Termossifão tubular aberto

O campo de temperatura no termossifão pode agir de uma maneira simples, obtendo como resultado uma condução para o interior do fluido; sob estas condições, o fluxo entálpico consiste simplesmente de calor sensível. Alternativamente, o fluido pode evaporar na parte quente do tubo e condensar na parte fria; a entalpia de mudança de fase então concederá um fluxo de calor latente. O modo evaporativo usualmente origina altos fluxos de calor com pequenas diferenças de temperaturas, e assim o coeficiente de transferência de calor no termossifão é usualmente alto se o fluido muda de fase.

Se o modo de operação é simples (monofásico) ou evaporativo (bifásico), o padrão de escoamento no termossifão tubular será sempre refluxante, ou seja, fluido frio movendo-se contrário ao gradiente de temperatura enquanto fluido quente move-se a favor. O comportamento desses fluxos varia intensamente em função de alguns fatores, entre eles o ângulo de inclinação do tubo, mas a exigência básica de um padrão de escoamento refluxante fica como característica marcante, distinguindo-o do termossifão que opera em circuito fechado.

Atualmente, o desenvolvimento do tubo de calor – dispositivo semelhante ao termossifão, porém com a presença de uma estrutura porosa no seu interior – tem levado alguns pesquisadores a ignorar o desenvolvimento anterior e atual dos termossifões, levando a descrever o último como um *tubo de calor sem estrutura porosa*. Isto é inoportuno, e é como se descrevesse um tubo de calor como sendo um *termossifão livre da gravidade*. Para o termossifão, a força de corpo é essencial enquanto a estrutura porosa não é; o reverso é evidentemente verdadeiro com relação a tubos de calor. Igualmente, outros dispositivos tubulares que usam mecanismos adicionais de escoamento dirigidos podem ser vistos como termossifões, se o fluido é dominado por uma força induzida termicamente, de acordo com as definições dadas anteriormente.

Após esta breve discussão sobre a natureza do termossifão tubular e sua definição, um relato do seu desenvolvimento histórico torna-se necessário. Enquanto processos de convecção natural encontrados na atmosfera e oceanos são estudados a longo tempo, suas aplicações na engenharia são comparativamente recentes. O primeiro exemplo reportado é atribuído ao americano A. M. Perkins no século XIX. Recém chegado na Inglaterra, Perkins registrou uma patente para um sistema de tubos selados hermeticamente por meio do qual podia-se transferir calor eficientemente, em fornos, caldeiras de vapor, no refino de açúcar, na fundição de ligas, etc. A Figura 1.3 é uma ilustração do uso original do tubo de Perkins em uma caldeira de vapor.

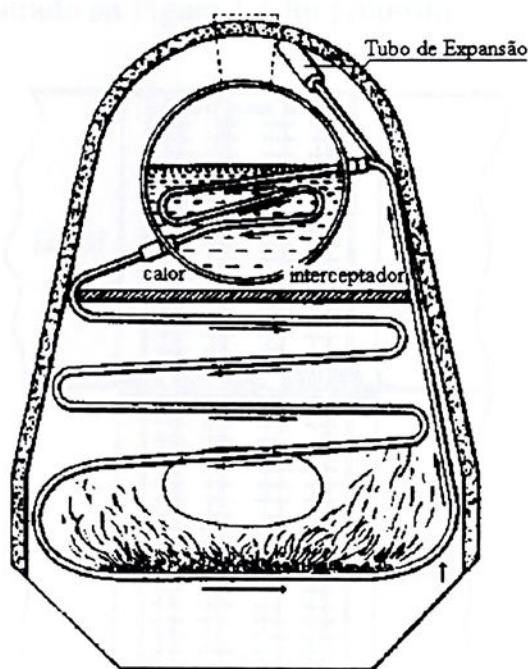


FIGURA 1.3 - Caldeira de Perkins

Hoje, descreve-se este sistema como um termossifão monofásico operando em circuito fechado, mas em 1831, data da primeira patente, esta terminologia era desconhecida. Numa época em que caldeiras de alta pressão existiam ainda em caráter experimental, e suas operações eram limitadas por problemas técnicos, esse sistema representava um projeto de excelência e a prova disto foi seu sucesso comercial.

Não é de conhecimento se Perkins usou seu sistema de transmissão de calor em tubos retos, ao invés de circuitos fechados, mas há outros exemplos de tubos sendo usados satisfatoriamente para fins de evaporação e outros para fins de condensação. De fato, esse sistema – o termossifão evaporativo tubular – ficou conhecido como tubo de Perkins. No contexto de geração de vapor, ele consistia de uma pequena quantidade de fluido (água) selada no interior de um tubo, contendo um de seus extremos no interior de uma fornalha enquanto o outro prolongava-se no interior de um coletor de vapor. Com a fornalha posicionada abaixo do coletor de vapor, a água que está contida no tubo ferve em baixo e condensa-se em cima, assim transmitindo o calor latente de evaporação com sua circulação. Este é o primeiro exemplo conhecido de um termossifão tubular em uso comercial.

Os tubos de Perkins foram também propostos na construção de trocadores de calor ou, mais precisamente, como um meio pelo qual a taxa de calor entre dois fluidos na fase vapor fosse facilitada. A aplicação particular citada na patente é a recuperação de calor de uma fornalha através do uso de uma cúpula para pré-aquecer o ar de entrada. Este tipo de aplicação atraiu a atenção de Gay (1929), que também apresentou uma patente na qual o trocador de calor mostrado na Figura 1.4 foi proposto.

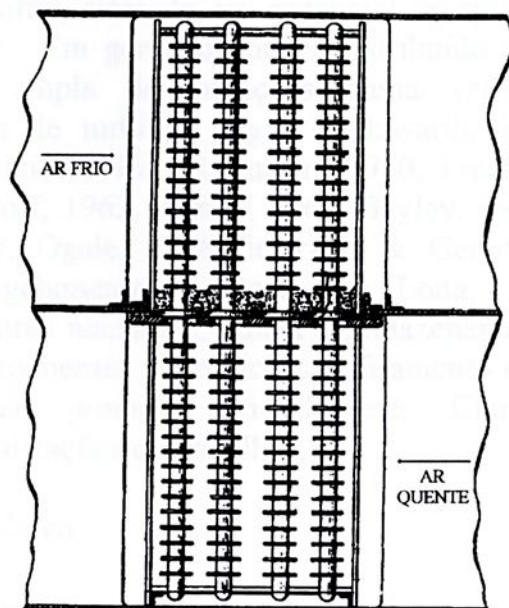


FIGURA 1.4 - Trocador de calor com termossifões

A configuração da Figura 1.4 foi utilizada posteriormente para resfriamento, sendo o dispositivo projetado para transferir calor da água de refrigeração de um motor de carro para o meio ambiente (radiador de carro de Critchley-Norris).

Um exemplo da aplicação dos tubos inclinados de Perkins é mostrado na Figura 1.5. Apresentado na Exibição de Paris em 1867, um forno de pão portátil foi projetado para uso das Forças Armadas Britânicas. Para essa aplicação particular, a eficiência da troca de calor tem menos importância que a eficiência do combustível, que foi enormemente melhorada.

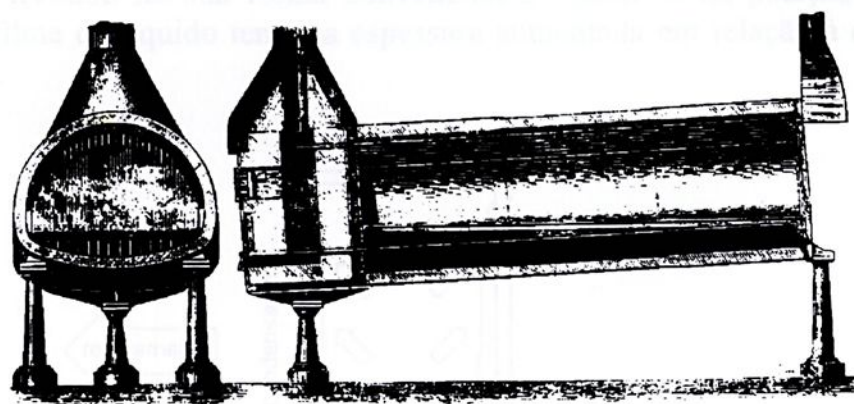


FIGURA 1.5 - Forno de cozimento de Perkins

Os exemplos descritos acima ilustram uma parte do desenvolvimento histórico do termossifão, além do seu potencial de aplicação que certamente mostra-se numeroso. Em geral, o conceito atribuído ao termossifão leva a uma faixa muito ampla de situações numa variedade de contextos: resfriamento de pás de turbinas a gás (Holzwarth, 1938, Schmidt, 1951, Schmidt, 1960, Schmidt, 1962, Robinson, 1950, Freche & Diaguila, 1950, Friedrich & Brennstoff, 1962, Ivanov, 1967, Bayley, 1955, Cohen & Bayley, 1955, Brown, 1957, Ogale, 1968, leGrivès & Génot, 1970 e Majcen & Sarunac, 1984); congelamento de solo e água (Long, 1963); resfriamento de emergência em reatores nucleares; coleta e armazenamento de energia solar; resfriamento de componentes eletrônicos; resfriamento de motores elétricos e mancais de máquinas; proteção anti-gelo, etc. Claramente é impossível descrever todas as aplicações em detalhes.

## 1.2 Termossifão bifásico

Uma discussão acerca dos mecanismos que determinam o funcionamento de um termossifão bifásico será apresentada, considerando que

o mesmo é um tubo orientado verticalmente com um reservatório de líquido na sua parte inferior.

Ele é melhor descrito dividindo-o em três seções: evaporador, seção adiabática e condensador. Calor é fornecido ao evaporador, onde há um reservatório de líquido no início do processo, propiciando uma mudança de fase para o estado de vapor. O vapor sobe por diferença de pressão e densidade, passando pela seção adiabática e atingindo o condensador. Na seção do condensador, o vapor rejeita calor latente retornando ao estado inicial de líquido. Então, o campo de força gravitacional age sobre o condensado, fazendo-o retornar para o evaporador. A Figura 1.6 mostra o termossifão bifásico fechado na sua forma convencional, operando na posição vertical, onde o filme de líquido tem sua espessura aumentada em relação à escala do desenho.

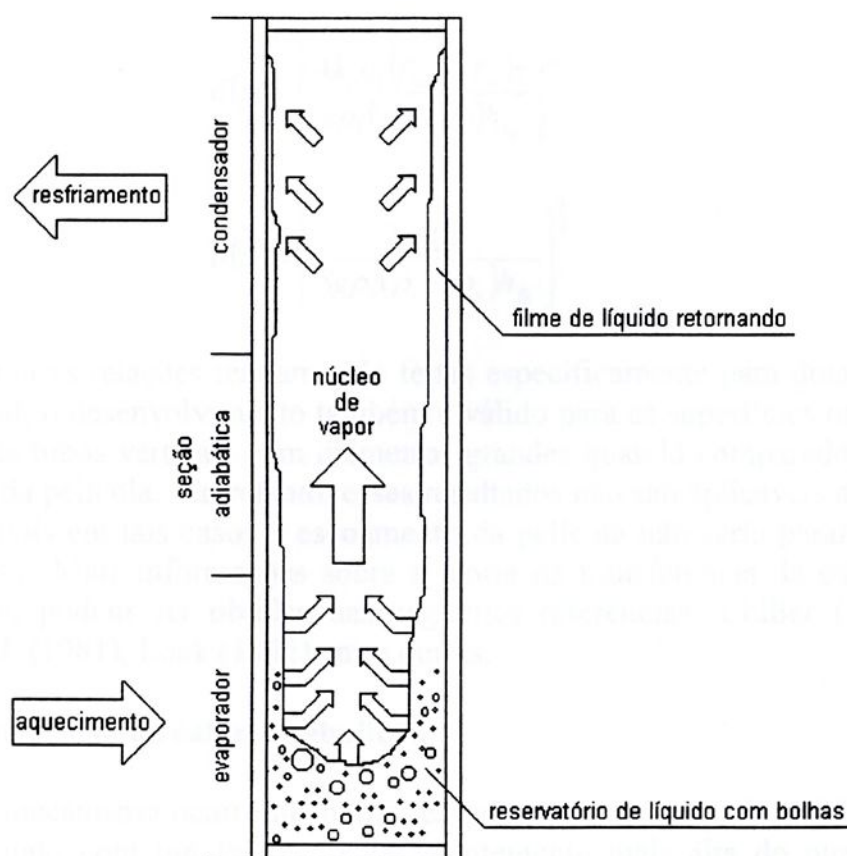


FIGURA 1.6 - Termossifão bifásico fechado convencional

### 1.2.1 Transferência de calor na condensação

Quando um vapor saturado entra em contato com uma superfície vertical de temperatura inferior, ocorre a condensação (Kreith, 1973). Sob condições normais um fluxo contínuo de líquido forma-se sobre a superfície e

o condensado escoar para baixo sob a influência da gravidade. A menos que a velocidade do vapor seja muito alta ou a película de líquido muito espessa, o movimento do condensado será laminar e o calor será transferido da interface líquido-vapor para a superfície, praticamente por condução. Portanto, o fluxo de calor depende principalmente da espessura da película de condensado, que depende da sua taxa de condensação e remoção.

Em uma superfície vertical, a espessura da película aumenta progressivamente, de cima para baixo. Quando a superfície estiver inclinada, a razão de drenagem decresce e a película de líquido torna-se mais espessa. Isto provoca logicamente, uma diminuição na razão de transferência de calor.

Nusselt (1916) desenvolveu as relações teóricas para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, para condensação de película de vapores puros sobre tubos e placas. As seguintes expressões foram obtidas, para temperatura da parede constante e fluxo de calor constante respectivamente:

$$\delta(x) = \left[ \frac{4k_l \mu_l (T_{sat} - T_w) x}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (1.1)$$

$$\delta(x) = \left[ \frac{3 \mu_l Q x}{S g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (1.2)$$

Embora as relações tenham sido feitas especificamente para uma placa plana vertical, o desenvolvimento também é válido para as superfícies internas e externas de tubos verticais com diâmetros grandes quando comparados com a espessura da película. Entretanto, esses resultados não são aplicáveis a tubos inclinados, pois em tais casos o escoamento da película não seria paralelo ao eixo do tubo. Mais informações sobre a teoria da transferência de calor na condensação, podem ser obtidas nas seguintes referências: Collier (1981), Bergles *et al.* (1981), Lock (1992) entre outras.

### 1.2.2 Transferência de calor na ebulição

Esse mecanismo ocorre quando a temperatura da superfície sólida, que está em contato com um líquido, é suficientemente mais alta do que a de saturação do líquido. A transferência de calor na interface sólido-líquido é acompanhada pela transformação de uma parcela de líquido em vapor e, assim, é possível obtermos a formação de bolhas de vapor, de jatos e até de filmes de vapor (Bejan, 1994). O vapor e as regiões de líquido aquecido adjacente às bolhas podem ser transportadas por empuxo (convecção natural ou ebulição em reservatório) ou por uma combinação de empuxo com o escoamento forçado de líquido.

Assim, a palavra ebulição pode ser entendida como um sinônimo para transferência de calor convectiva com mudança de fase (líquido  $\rightarrow$  vapor). Aqui, há um interesse especial nos regimes de transferência de calor em reservatórios de líquidos aquecidos uniformemente em cilindros de pequeno tamanho, similar ao evaporador de um termosifão, que como visto anteriormente são de grande interesse em muitas aplicações industriais.

Recordando e reforçando algumas das aplicações, podemos destacar: refinarias de óleo; indústrias de fragrâncias, cosméticos, química e farmacêutica; recuperação de energia geotérmica; e trocadores de calor gás-gás e gás-líquido em chaminés de indústrias com alta utilização de energia. Importantes regimes de transferência de calor são encontrados em pequenos reservatórios de líquido fechados, dependendo do fluxo de calor na parede, pressão do vapor e temperatura, propriedades físicas do líquido e do diâmetro interno do reservatório (El-Genk & Saber, 1998).

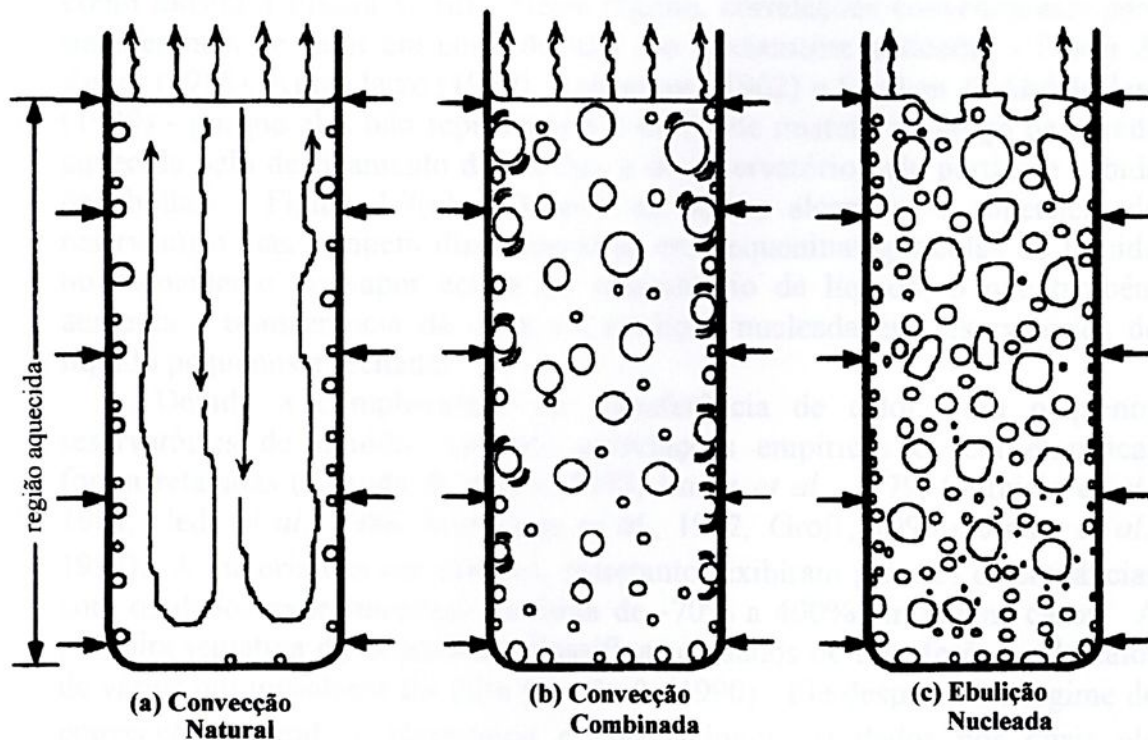


FIGURA 1.7 - Regimes de transferência de calor

A convecção natural é o modo dominante de transferência de calor no reservatório para baixos fluxos de calor, como mostra a Figura 1.7(a). Neste regime, a limitada nucleação na parede também contribui para a transferência de calor da parede para o reservatório de líquido ajudando o funcionamento do termosifão, uma vez que a evaporação e a condensação do fluido de trabalho

ocorre abaixo e acima das bolhas, respectivamente. Além disso, o líquido quente próximo à parede sobe para a superfície do reservatório e é trocado por um líquido frio que escoar para baixo próximo ao centro do reservatório sob o efeito da gravidade. Este regime de transferência de calor nos termosifões tem recebido pouca atenção; dados de convecção natural ou foram ignorados ou inadvertidamente incorporados na base de dados para convecção combinada - Figura 1.7(b) - e ebulição nucleada - Figura 1.7(c).

O regime de convecção combinada, o qual tem também sido citado por alguns pesquisadores como regime de convecção bifásica, ocorre para fluxos intermediários de calor na parede, onde ambos convecção natural e ebulição nucleada contribuem para transferência de calor no reservatório. Neste regime, a nucleação e o crescimento de bolhas na parede, bem como a mistura induzida pelo deslizamento das bolhas ao longo da parede aumenta efetivamente o coeficiente de transferência de calor.

Para fluxos de calor elevados na parede, a transferência de calor em reservatórios de líquido pequenos e fechados ocorre por ebulição nucleada, como mostra a Figura 1.7(c). Neste regime, correlações convencionais para transferência de calor em ebulição não são diretamente aplicadas - Foster & Zuber (1955), Kutatelatze (1959), Rohsenow (1962) e Stephen & Abdelsalam (1980) - porque elas não representam o efeito de mistura ao longo da parede aquecida pelo deslizamento das bolhas e no reservatório pela partida e subida das bolhas - Figura 1.7(c). Quando as bolhas alcançam a superfície do reservatório elas rompem dispersando-se em pequeninas gotículas de líquido no escoamento de vapor acima do reservatório de líquido, o que também aumenta a transferência de calor na ebulição nucleada em reservatórios de líquido pequenos e fechados.

Devido à complexidade da transferência de calor em pequenos reservatórios de líquido, somente correlações empíricas e semi-empíricas foram relatadas (Kusuda & Imura, 1973, Imura *et al.*, 1979, Shiraishi *et al.*, 1981, Ueda *et al.*, 1988, Kaminaga *et al.*, 1992, Groß, 1990 e Jialun *et al.*, 1992). A maioria das correlações, entretanto, exibiram grandes discrepâncias com os dados experimentais, na faixa de -70% a 400% em alguns casos. A primeira tentativa de compilar e classificar os dados de transferência de calor de vários pesquisadores foi feito por Groß (1990). Ele desprezou o regime de convecção natural, e classificou e correlacionou os dados nos quais ele chamou de regime de convecção bifásica e regime de ebulição nucleada. Suas correlações mostraram discrepâncias na faixa de -30% a 70% em relação aos dados experimentais. Entretanto houve uma necessidade de refazer os relatórios de dados de transferência de calor, para obter correlações de transferência de calor mais precisas.

El-Genk & Saber (1998) compilaram e classificaram cuidadosamente os regimes de transferência de calor. Os dados abrangeram uma ampla faixa de diâmetros do reservatório, altura aquecida do reservatório, razões de enchimento do fluido de trabalho e fluxos de calor na parede. Os dados de

convecção natural e ebulição nucleada foram correlacionados separadamente usando variáveis adimensionais apropriadas para cada regime. No regime de convecção combinada, em que convecção natural e ebulição nucleada contribuíram para a transferência de calor, os dados foram correlacionados sobrepondo-se as correlações de convecção natural e ebulição nucleada usando uma aproximação em série de potência (Churchill, 1977, Ruckenstein, 1978, El-Genk *et al.*, 1993, El-Genk *et al.*, 1990 e El-Genk *et al.*, 1989), para assegurar uma transição contínua e suave entre os três regimes de transferência de calor. Os dados experimentais confirmaram as correlações dentro de uma faixa de  $\pm 15\%$ .

### 1.3 Estado da arte

Um comentário completo acerca dos trabalhos de pesquisa que envolvem o estudo de termossifões nos últimos anos, seria praticamente impossível, em vista do enorme campo de estudo que este dispositivo proporciona. Porém, alguns trabalhos de interesse, entre outros, desenvolvidos nos últimos 5 anos, serão brevemente comentados em ordem cronológica.

Leite (1995) realizou uma análise teórica e experimental em um termossifão bifásico de formato geométrico cilíndrico, evacuado e utilizando água como fluido de trabalho. Na parte teórica, foram realizados balanços de massa, energia e quantidade de movimento em volumes de controle fixos e bem definidos, ao longo do tubo. O parâmetro de arrasto foi levado em consideração nas equações de balanço, como sendo independente dos processos termo-hidrodinâmicos ocorridos no interior do termossifão. A partir dos balanços, foi obtido um sistema de equações que resolvido, fornecia uma única equação, que foi solucionada pelo método iterativo de Newton-Raphson. O modelo foi avaliado, e mostrou uma boa concordância com a hipótese proposta inicialmente pelo mesmo, além dos resultados apresentarem uma ordem de grandeza coerente com o encontrado nas literaturas.

Na parte experimental, utilizando um sistema de testes, montado no Laboratório da Área Térmica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá - UNESP, foi possível obter uma quantidade de dados significativos para fazer estudos diversos, tais como: influência do ângulo de inclinação na taxa real de calor transferido; influência da quantidade de fluido de trabalho na taxa real de calor transferido, dentre outros, além de fornecer dados para estudo do modelo teórico.

Zuo & Gunnerson (1995) fizeram uma análise da transferência de calor em um termossifão bifásico fechado e inclinado, apresentando um modelo numérico para o desempenho de um termossifão inclinado. Os efeitos da tensão de cisalhamento interfacial entre líquido e vapor e a relação do fluido de trabalho para vários ângulos de inclinação foram incluídos. Dois importantes mecanismos de limitação, a secagem (*dryout*) e o alagamento



(*flooding*), foram relacionados para o comportamento dos parâmetros de desempenho. Comparações com estudos experimentais e anteriores indicam que o modelo foi capaz de prever o desempenho de um termossifão inclinado.

Carvalho *et al.* (1997) desenvolveram um estudo descrevendo o projeto, manufatura e os testes de termossifões para uso em fornos de cocção usando gás natural como fonte de calor. Os parâmetros geométricos de projeto, razão de enchimento do fluido de trabalho, limites de operação e padrões de escoamento bifásico foram discutidos.

Murcia *et al.* (1997) estudaram o desempenho de um termossifão bifásico sob condições de operação normal. Quatro aspectos foram checados: a distribuição de temperatura ao longo do eixo axial, o calor transferido do evaporador para o condensador, efeitos de inclinação no termossifão e o acúmulo de fluido de trabalho. O fluido de trabalho escolhido foi a água, devido a sua disponibilidade e faixa de temperatura adequadas. Os resultados obtidos mostraram que a inclinação do tubo é um importante parâmetro para baixos ângulos de inclinação com relação à horizontal. Concluíram também que a melhor carga de enchimento do fluido foi cerca de 30% do volume do tubo.

Shiraishi *et al.* (1997) observaram os limites de performance num tubo de calor inclinado assistido pela gravidade, usando o tubo de calor com um evaporador de vidro. Os resultados mostraram que o limite de performance é causado pelo atraso no retorno do condensado, provocado pelo desenvolvimento de ondas turbulentas. Um modelo físico primário baseado no balanço de força na onda é obtido representando três forças, as quais são força de pressão, força gravitacional e tensão superficial. Este modelo pode explicar a existência de um ângulo ótimo, onde a taxa de transferência de calor crítica tem um valor máximo e também os efeitos qualitativos do ângulo de inclinação nos limites de operação.

Lee *et al.* (1997) realizaram um estudo experimental visual e quantitativo nas características do escoamento bifásico e transferência de calor de um micro termossifão bifásico com fio inserido. O estudo visual claramente demonstrou o escoamento bifásico envolvido em tais dispositivos. No estudo quantitativo, os efeitos na taxa de transferência de calor do diâmetro do fio inserido, a razão de comprimento aquecido em relação ao resfriado e o fluxo de calor aplicado foram investigados.

Cavalcanti *et al.* (1998) realizaram um estudo experimental para determinar a inclinação ótima de um termossifão bifásico do tipo Cu-R113. Quatro temperaturas de funcionamento foram investigadas e a inclinação variou entre 8° e 90°. Os desempenhos térmicos do condensador e do evaporador foram analisados pela avaliação dos coeficientes de transferência de calor em função da inclinação do tubo. Finalmente, o desempenho global do dispositivo foi analisado com base na avaliação da resistência térmica global.



El-Genk & Saber (1998) desenvolveram um modelo analítico para determinar o coeficiente de transferência de calor médio no filme de líquido e reservatório bem como a condutância térmica na seção do evaporador do termossifão. O modelo teve boa concordância com os dados experimentais da água, etanol e R-113, para diferentes temperaturas do vapor, razões de enchimento iniciais do fluido de trabalho, e comprimentos do evaporador. A condutância térmica do evaporador aumenta com o fluxo de calor na parede, comprimento do evaporador, ou aumento da temperatura do vapor. Aumentando-se a razão de enchimento inicial do fluido de trabalho, entretanto, diminui-se a condutância térmica do evaporador, devido à diminuição no comprimento da região do filme de líquido.

El-Genk & Saber (1999) estabeleceram uma relação no projeto e operação de termossifões bifásicos fechados determinando a razão de enchimento inicial do fluido de trabalho, como uma função das dimensões, tipo e temperatura do fluido de trabalho e da energia por unidade de tempo, para maximizar o desempenho, evitando uma secagem na seção do evaporador. Um modelo unidimensional foi desenvolvido para determinar a operação, em termos dos parâmetros acima. A operação de invólucros é basicamente fechada com três limites. O limite inferior é quando a espessura do filme de líquido no evaporador alcança um valor crítico - abaixo do qual o filme de líquido pode secar - enquanto o limite superior corresponde a uma expansão do reservatório de líquido, devido a ebulição, enchendo todo o evaporador. O terceiro e último limite corresponde ao alagamento em contra corrente na saída do evaporador. A correlação desenvolvida para calcular a altura do reservatório de líquido expandida no evaporador quando comparada com dados experimentais da acetona, etanol e água obtém resultados dentro de uma faixa de  $\pm 8\%$ . Também, os limites inferior e superior calculados da faixa de operação do invólucro com amônia tiveram uma excelente confirmação com os dados experimentais. Cálculos mostraram que aumentando o diâmetro, comprimento do evaporador ou temperatura do vapor, aumenta também o funcionamento do invólucro, enquanto aumentando-se o condensador ou a seção adiabática somente verificam-se suaves mudanças nos limites superior e inferior.

Mantelli *et al.* (1999) propuseram o uso de um termossifão de aço inoxidável e água como fluido de trabalho, na construção de fornos de cocção. O tubo foi dividido em três seções: um curto evaporador, um longo condensador e uma seção adiabática muito curta. Na tentativa de prever seu comportamento térmico, uma revisão na literatura foi feita para identificar os modelos pertinentes e as correlações disponíveis. Entretanto, os dados disponíveis foram gerados para configurações muito diferentes do adotado no respectivo trabalho, e um protótipo experimental foi então montado e testado em laboratório. Os dados obtidos do coeficiente de transferência de calor do condensador e evaporador foram comparados com as correlações de literatura e duas delas foram selecionadas no modelo de resistência térmica geral.

Mesmo que trabalhos experimentais adicionais ainda necessitassem serem feitos, a comparação entre a resistência térmica geral medida e calculada foi boa, mostrando que as correlações podem ser usadas para previsão teórica do comportamento térmico do termossifão em estudo. Além disso, a comparação também mostra o mesmo fenômeno termo-hidrodinâmico em todas as configurações estudadas, apesar das diferenças no projeto dos termossifões.

#### 1.4 Objetivo do trabalho

Uma breve revisão foi feita nos itens anteriores, desde o surgimento até as pesquisas mais recentes, passando pela classificação, destacando o termossifão bifásico e mostrando algumas teorias de transferência de calor tanto na ebulição quanto na condensação.

Uma análise teórica e numérica de um termossifão bifásico operando na vertical, utilizando água como fluido de trabalho será realizada. Esta análise foi inspirada no trabalho de Harley & Faghri (1994), cujos principais itens serão mostrados. Como será visto, o trabalho citado acima não leva em consideração a presença de um reservatório de líquido no evaporador do termossifão, desta maneira limitando o modelo. Além disso, as equações de conservação completas que descrevem o comportamento do filme de líquido não são resolvidas, sendo substituídas através de determinadas simplificações baseadas em hipóteses e transformações de coordenadas, por uma solução do tipo Nusselt quase permanente.

Baseado nos comentários anteriores, este trabalho propõem inicialmente a solução completa das equações de conservação de massa, variação da quantidade de movimento e energia, para o núcleo de vapor, filme de líquido e parede do termossifão. Durante a evolução dos trabalhos, a importância da presença de um reservatório de líquido para uma melhor análise dos fenômenos termo-hidrodinâmicos ocorridos no interior do termossifão, mostrou-se mais importante do que a análise transiente, até porque os resultados experimentais transientes existentes na literatura ainda hoje são relativamente poucos quando comparados com o de regime permanente. Desta maneira, optou-se por se resolver as equações de conservação completas, porém em regime permanente, levando em consideração a presença de um reservatório de líquido na região inferior do tubo.

A coerência dos resultados teóricos serão checadas através de comparações com dados experimentais obtidos da literatura, e também de testes específicos realizados em laboratório.



## 2 ANÁLISE TEÓRICA E NUMÉRICA DO TERMOSSIFÃO

### 2.1 Introdução

Agora, objetiva-se modelar teoricamente termossifões de formato geométrico cilíndrico operando na vertical. Para isto, algumas teorias já mostradas foram usadas em conjunto com as equações de conservação, obtendo um conjunto de equações que foi solucionado numericamente, aplicando a técnica de volumes finitos.

### 2.2 Considerações do modelo existente na literatura

Um modelo bidimensional transiente para um termossifão foi apresentado por Harley & Faghri (1994) que usaram uma análise conjugada de transferência de calor através da parede e filme de condensado. As equações de conservação bidimensionais, transiente e completas foram solucionadas para o escoamento de vapor e parede do tubo, e o filme de líquido foi modelado usando uma solução do tipo Nusselt quase-permanente. O modelo foi testado através de comparação com dados experimentais obtendo bons resultados para termosifões de baixa temperatura.

Esse modelo é significativamente diferente dos modelos já existentes até a referida data do trabalho, dentro da classe de modelos que simulam o termossifão inteiro ao invés de somente a seção do condensador.

O sistema de coordenadas e as respectivas convenções são mostradas na Figura 2.1. As equações de conservação diferenciais em coordenadas cilíndricas, para um escoamento laminar, compressível e transiente para a fase vapor do termossifão com viscosidade constante foram usadas segundo Ganic *et al.* (1985).

Para análise do filme de líquido Harley & Faghri (1994) usaram o procedimento de solução do tipo Nusselt quase permanente. Essa análise assume que:

- a condensação do vapor é em forma de filme sem ondas interfaciais;
- o sub-resfriamento do líquido é desprezado;
- efeitos inerciais no líquido são desprezados;
- efeitos de convecção no líquido são desprezados;
- a espessura do filme de líquido é muito menor que o espaço radial de vapor;
- a densidade do vapor é muito menor que a densidade do líquido; e
- a velocidade do líquido e os gradientes de temperatura são desprezados na direção circunferencial.

As equações gerais para o filme de líquido são ainda mais simplificadas através de uma transformação de coordenadas. Usando a suposição de que a

espessura do filme de líquido é muito menor que o espaço radial de vapor, as equações são escritas em coordenadas cartesianas, como mostra a Figura 2.1.

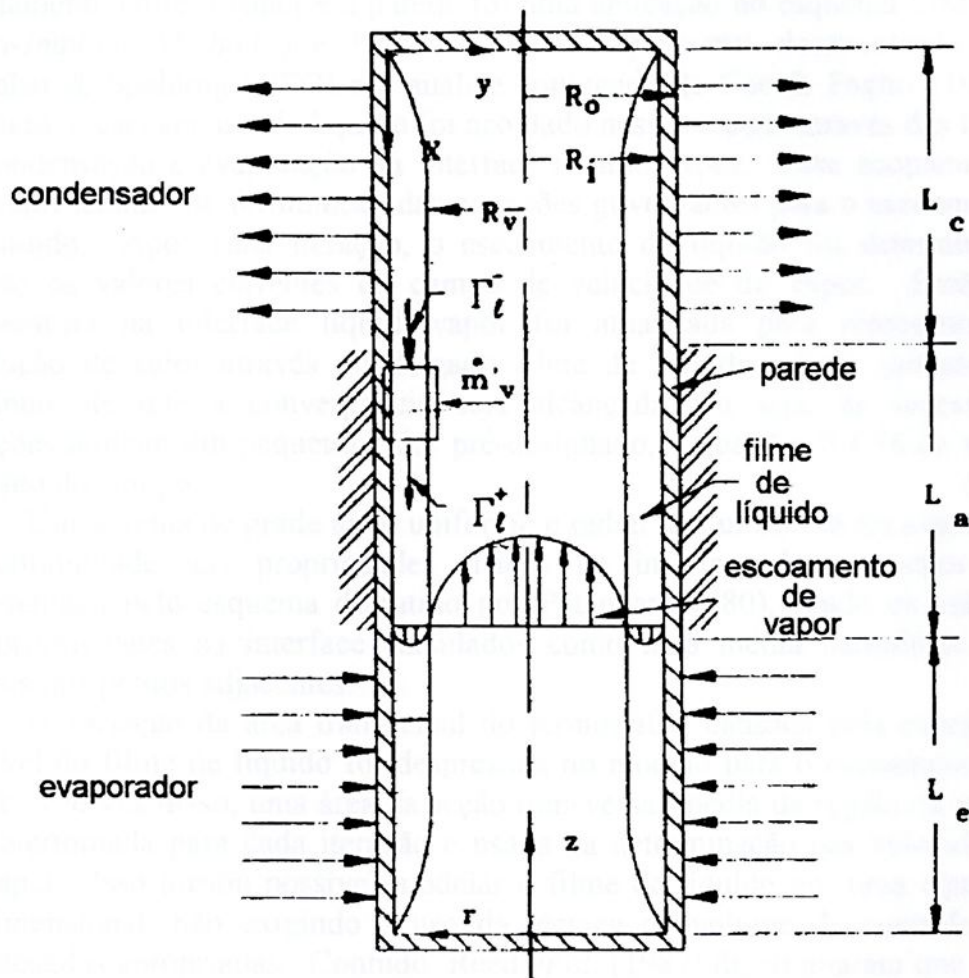


FIGURA 2.1 - Configuração do termostato e sistema de coordenadas

O equacionamento foi completo utilizando-se as condições de contorno pertinentes ao modelo, e com relação às condições iniciais a temperatura do termostato foi assumida uniforme, antes do início da simulação. Esta temperatura inicial foi assumida ser acima da temperatura de transição do escoamento molecular-contínuo livre baseado no diâmetro do espaço de vapor (Cao & Faghri, 1993).

Para a condição de equilíbrio térmico inicial, não haverá líquido ao longo das paredes do condensador e seção adiabática, pois o fluido de trabalho estará armazenado na parte inferior do evaporador, mas o modelo não considera a possibilidade de um reservatório de líquido. Assim, o termostato foi inicializado para o regime permanente com uma baixa potência de entrada, com a espessura do filme calculada pela velocidade do vapor radial para o

referido estado. A potência fornecida foi então repentinamente aumentada para um alto valor a partir do tubo operando em regime permanente, simulando o início da operação em regime transiente.

O procedimento numérico usado para o escoamento de vapor e o acoplamento entre o vapor e a parede foi uma aplicação do esquema SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) desenvolvido por Patankar & Spalding (1972) e a análise conjugada de Cao & Faghri (1990). Contudo, o escoamento de líquido foi acoplado nessa solução através das taxas de condensação e evaporação na interface líquido-vapor. Esse acoplamento está representado na formulação das equações governantes para o escoamento de líquido. Após cada iteração, o escoamento de líquido foi determinado usando os valores correntes do campo de velocidade do vapor. Então, a temperatura na interface líquido-vapor foi atualizada para representar a condução de calor através do delgado filme de líquido. Esse processo é contínuo até que a convergência seja alcançada, ou seja, as sucessivas iterações atinjam um pequeno valor pré-designado, o qual foi 0,1 % do valor máximo do campo.

Um sistema de grade axial uniforme e radial não uniforme foi usado e a descontinuidade das propriedades físicas na interface líquido-vapor foi representada pelo esquema discutido por Patankar (1980), sendo os valores das propriedades na interface calculados como uma média harmônica dos valores dos pontos adjacentes.

A variação da área transversal do termossifão causada pela espessura variável do filme de líquido foi desprezada no modelo para o escoamento de vapor. Em vez disso, uma área da seção transversal média da região de vapor foi determinada para cada iteração e usada na determinação das velocidades do vapor. Isso tornou possível modelar o filme de líquido por uma equação unidimensional, não exigindo o uso da técnica de volume de controle em coordenadas apropriadas. Contudo, Reed *et al.* (1987) determinaram que essa suposição é válida e seus resultados causam erros mínimos quando comparados com a solução bidimensional completa.

Para encontrar uma solução convergente, uma subrelaxação linear foi introduzida no procedimento. Diferentes valores de subrelaxação foram usados na simulação, com a solução sendo independente dos fatores de relaxação. A convergência rápida e estável foi encontrada quando a simulação usou um valor de relaxação de 0,3.

A independência do código em relação à malha para o termossifão bidimensional também foi verificada através da variação sistemática do número de pontos na direção axial e radial. Encontrou-se que, variando de 7 x 40 para 14 x 80 (radial x axial) os resultados tiveram uma variação menor que 2% nos valores dos campos, mas a exigência computacional aumentou três vezes. Então, a grade 7 x 40 foi escolhida para otimizar a relação entre a exatidão da solução e o tempo computacional.



O procedimento numérico apresentado foi avaliado através de uma comparação com os dados experimentais de Mingwei *et al.* (1991), que testaram um termossifão de baixa temperatura construído de aço temperado e usando água como fluido de trabalho, com uma potência de entrada de 268 W. Mingwei *et al.* afirmaram que a seção do condensador do termossifão vertical foi colocada num ambiente a baixa temperatura. Contudo, nenhum valor foi especificado para tal temperatura, assim o valor de 0 °C foi admitido. Baseado no perfil de temperatura em regime permanente e no calor de entrada que eram conhecidos, um efetivo coeficiente de transferência de calor convectivo foi determinado, ou seja, 185 W/m<sup>2</sup>°C. Para essa simulação numérica uma temperatura inicial uniforme de 127 °C (400 K) foi assumida. As dimensões e as propriedades do termossifão em questão eram:  $L_t=0,66$  m,  $L_c=0,30$  m,  $L_a=0,12$  m,  $L_e=0,24$  m,  $R_i=0,013$  m,  $R_o=0,016$  m,  $k_w=60,5$  W/m°C e  $c_{pw}=434$  J/kg°C. A carga de enchimento utilizada foi de aproximadamente 32 % do volume total do tubo.

As variações axiais transientes das temperaturas da parede externa são mostradas na Figura 2.2, sendo boa a proximidade com os dados experimentais em regime permanente de Mingwei *et al.* (1991).

Desta forma, uma revisão do trabalho de Harley & Faghri (1994) foi apresentada, com o intuito de se esclarecerem os diversos pontos pertinentes a uma análise completa de um termossifão bifásico operando na vertical, propiciando assim uma facilidade maior por parte do leitor, para fazer futuras comparações com o modelo desenvolvido na próxima seção.

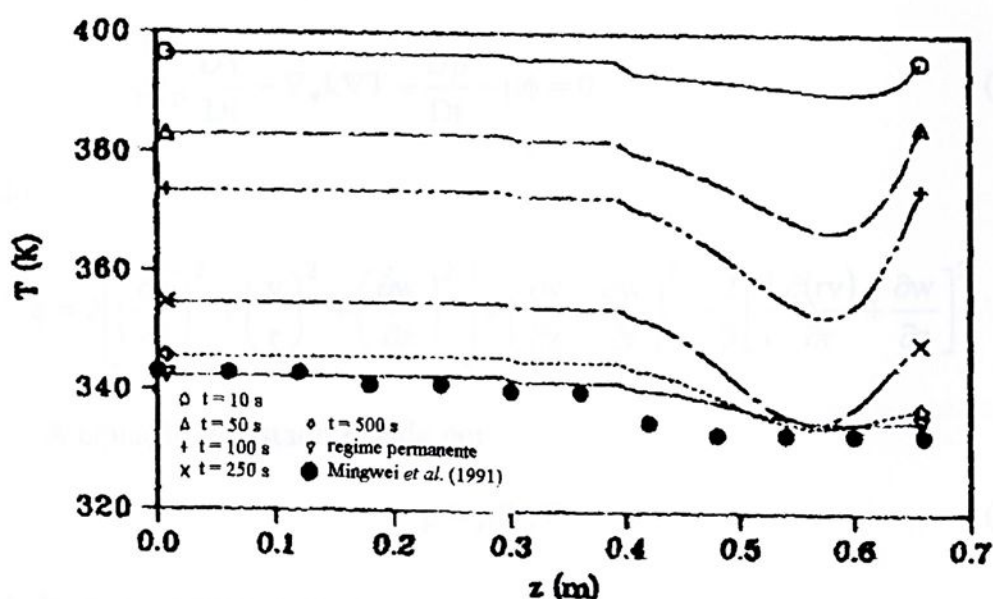


FIGURA 2.2 - Perfil de temperatura transiente da parede externa

### 2.3 Desenvolvimento do modelo teórico

As equações de conservação foram aplicadas na modelagem completa do termossifão bifásico operando na vertical, com formato geométrico cilíndrico e utilizando água como fluido de trabalho. Essas equações foram usadas na forma descrita por Ganic *et al.* (1985), em coordenadas cilíndricas e bidimensionais, com as suas respectivas hipóteses, e foram efetivamente resolvidas, e seus resultados comparados com dados experimentais obtidos no Laboratório de Pesquisa da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá - UNESP e também através da literatura especializada.

Para a fase vapor tem-se:

- Conservação de Massa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2.1)$$

- Conservação da Variação de Quantidade de Movimento:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\nabla p + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot \vec{V}) + \mu \nabla^2 \vec{V} + \rho g \quad (2.2)$$

- Conservação de Energia:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} - \nabla \cdot k \nabla T - \frac{Dp}{Dt} - \mu \phi = 0 \quad (2.3)$$

sendo:

$$\phi = 2 \left[ \left( \frac{\partial v}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{v}{r} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \right)^2 - \frac{2}{3} \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial(rv)}{\partial r} + \frac{\partial w}{\partial z} \right]^2$$

A equação de estado é dada por:

$$p = \rho R_g T \quad (2.4)$$

sendo  $R_g$  a constante para o gás.

Na parede do tubo, a equação de conservação de energia bidimensional e transiente é escrita como:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] \quad (2.5)$$

Para análise do filme de líquido, assumindo escoamento transiente, laminar, incompressível e com propriedades constantes, as equações de conservação bidimensionais em coordenadas cilíndricas podem ser escritas como:

- Conservação de Massa:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv) + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.6)$$

- Conservação da Variação de Quantidade de Movimento:

direção axial:

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + v \frac{\partial w}{\partial r} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial w}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right] + \rho g \quad (2.7)$$

direção radial:

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial r} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v}{\partial r} \right) - \frac{v}{r^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right] \quad (2.8)$$

- Conservação de Energia:

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial r} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( rk \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (2.9)$$

As equações de conservação foram devidamente adimensionalizadas através das seguintes transformações:

$$\begin{aligned} z^* &= \frac{z}{L} & w^* &= \frac{w}{V_r} & \rho^* &= \frac{\rho}{\rho_r} & p^* &= \frac{p}{\rho_r V_r^2} \\ r^* &= \frac{r}{r_v} & v^* &= \frac{v}{V_r} & \mu^* &= \frac{\mu}{\mu_r} & t^* &= \frac{t}{r_v / V_r} \end{aligned} \quad (2.10)$$

Na variável temperatura não foi feita nenhuma adimensionalização, pois isso causaria uma dificuldade adicional no processo de solução causada pelas condições de contorno que foram adotadas. Durante a adimensionalização, alguns grupos dimensionais surgiram:

$$\text{Re}_r = \frac{\rho_r V_r r_v}{\mu_r} \quad \text{Pr} = \frac{\mu_r c_p}{k} \quad \text{Pe}_r = \text{Re}_r \cdot \text{Pr}$$

conhecidos como número de Reynolds radial, número de Prandtl e número de Peclet respectivamente.

Tem-se então, as seguintes equações de acordo com as fases:

- Conservação de Massa ( fase vapor)

$$\frac{1}{r^*} \left[ r^* \frac{\partial \rho^*}{\partial t^*} + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^*) \right] = 0 \quad (2.11)$$

- Conservação da Variação de Quantidade de Movimento (fase vapor)

direção axial:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left[ r^* \frac{\partial}{\partial t^*} (\rho^* w^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* w^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* w^*) \right] = \\ & \frac{1}{r^*} \left[ \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\mu^* r^*}{\text{Re}_r} \frac{\partial w^*}{\partial r^*} \right) + \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left( \frac{\mu^* r^*}{\text{Re}_r} \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right) \right] + \\ & \frac{w^*}{r^*} \left[ r^* \frac{\partial \rho^*}{\partial t^*} + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^*) \right] - \frac{r_v}{L} \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \\ & \frac{1}{3} \frac{1}{\text{Re}_r} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} \left[ \frac{\mu^*}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* v^*) \right] + \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left( \mu^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right) \right\} + \left( \frac{r_v g_z}{V_r^2} \right) \rho^* \quad (2.12) \end{aligned}$$

direção radial:

$$\frac{1}{r^*} \left[ r^* \frac{\partial}{\partial t^*} (\rho^* v^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* v^*) \right] =$$

$$\frac{1}{r^*} \left[ \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\mu^* r^*}{\text{Re}r} \frac{\partial v^*}{\partial r^*} \right) + \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left( \frac{\mu^* r^*}{\text{Re}r} \frac{\partial v^*}{\partial z^*} \right) \right] +$$

$$\frac{v^*}{r^*} \left[ r^* \frac{\partial \rho^*}{\partial t^*} + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^*) - \frac{\mu^*}{\text{Re}r r^*} \right] -$$

$$\frac{\partial p^*}{\partial r^*} + \frac{1}{3} \frac{1}{\text{Re}r} \left\{ \frac{\partial}{\partial r^*} \left[ \frac{\mu^*}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* v^*) \right] + \left( \frac{r_v}{L} \right) \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \mu^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right) \right\} \quad (2.13)$$

• Conservação de Energia (fase vapor)

$$\frac{1}{r^*} \left[ r^* \frac{\partial}{\partial t^*} (\rho^* T) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* T) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* T) \right] =$$

$$\frac{1}{r^*} \left[ \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{r^*}{\text{Pe}r} \frac{\partial T}{\partial r^*} \right) + \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left( \frac{r^*}{\text{Pe}r} \frac{\partial T}{\partial z^*} \right) \right] +$$

$$\frac{T}{r^*} \left[ r^* \frac{\partial \rho^*}{\partial t^*} + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^*) \right] +$$

$$\frac{V_r^2}{c_p} \left[ \frac{\partial p^*}{\partial t^*} + v^* \frac{\partial p^*}{\partial r^*} + \frac{r_v}{L} w^* \frac{\partial p^*}{\partial z^*} \right] + \frac{\mu^* V_r^2}{\text{Re}r c_p} \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial v^*}{\partial r^*} \right)^2 + \right. \right.$$

$$\left. \left( \frac{v^*}{r^*} \right)^2 + \left( \frac{r_v}{L} \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right)^2 \right] + \left[ \left( \frac{r_v}{L} \frac{\partial v^*}{\partial z^*} \right)^2 + 2 \frac{r_v}{L} \frac{\partial v^*}{\partial z^*} \frac{\partial w^*}{\partial r^*} + \left( \frac{\partial w^*}{\partial r^*} \right)^2 \right] -$$

$$\left. \frac{2}{3} \left[ \left( \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* v^*) \right)^2 + 2 \frac{r_v}{L} \frac{1}{r^*} \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* v^*) \frac{\partial w^*}{\partial z^*} + \left( \frac{r_v}{L} \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right)^2 \right] \right\} \quad (2.14)$$

Esse sistema de equações fica completo com o uso da equação de estado para um gás ideal, na forma adimensional:

$$p^* = \left( \frac{1}{V_r^2} \right) \rho^* R_g T \quad (2.15)$$

Esta equação tem a função de atualizar o valor da densidade durante o processo de solução numérica. Uma outra maneira apresentada por Irvine & Liley (1984), de calcular o valor da densidade, foi também usada e comparada com a equação (2.15), mostrando uma concordância muito boa. A maneira de calcular a densidade apresentada por Irvine & Liley (1984), foi então adotada em razão de que ela segue a mesma linha de raciocínio para a expressão usada para o cálculo de temperatura de saturação em função da pressão, que também mostrou-se necessário durante o processo de solução. Assim, as expressões adotadas para a implementação do cálculo da densidade em função da temperatura e pressão e temperatura de saturação em função da pressão foram as seguintes:

$$\rho_v = \frac{P(S)}{P(CR).V(GCR).Y(S)} \quad (2.16)$$

$$T_{sat} = A + \frac{B}{\ln[P(S)] + C} \quad (2.17)$$

sendo:

$$Y(S) = A + B.T(C)^{\frac{1}{3}} + C.T(C)^{\frac{5}{6}} + D.T(C)^{\frac{7}{8}} + \sum_{n=1}^7 E(n).T(C)^n$$

$$T(C) = \frac{T(CR) - T(S)}{T(CR)}$$

$P(S)$ : pressão de saturação

$V(GCR)$ : volume específico do vapor saturado no ponto crítico

$P(CR)$ : pressão no ponto crítico

$T(S)$ : temperatura de saturação

$T(CR)$ : temperatura no ponto crítico

A, B, C, D, E(1) a E(7) são constantes apropriadas, segundo uma faixa de pressão e temperatura.

Já para o filme de líquido tem-se:

- Conservação de Massa (fase líquida):

$$\frac{1}{r^*} \left[ \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^*) \right] = 0 \quad (2.18)$$

- Conservação da Variação de Quantidade de Movimento (fase líquida):

direção axial:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^*} \left[ r^* \frac{\partial}{\partial t^*} (\rho^* w^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* w^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* w^*) \right] = \\ \frac{1}{r^*} \left[ \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\mu^* r^*}{\text{Re}r} \frac{\partial w^*}{\partial r^*} \right) + \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left( \frac{\mu^* r^*}{\text{Re}r} \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right) \right] + \\ \frac{w^*}{r^*} \left[ \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^*) \right] - \frac{r_v}{L} \frac{\partial p^*}{\partial z^*} + \left( \frac{r_v g_z}{V_r^2} \right) \rho^* \end{aligned} \quad (2.19)$$

direção radial:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^*} \left[ r^* \frac{\partial}{\partial t^*} (\rho^* v^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* v^*) \right] = \\ \frac{1}{r^*} \left[ \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{\mu^* r^*}{\text{Re}r} \frac{\partial v^*}{\partial r^*} \right) + \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left( \frac{\mu^* r^*}{\text{Re}r} \frac{\partial v^*}{\partial z^*} \right) \right] + \\ \frac{v^*}{r^*} \left[ \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^*) - \frac{\mu^*}{\text{Re}r r^*} \right] - \frac{\partial p^*}{\partial r^*} \end{aligned} \quad (2.20)$$

- Conservação de Energia (fase líquida):

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^*} \left[ r^* \frac{\partial}{\partial t^*} (\rho^* T) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* T) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* T) \right] = \\ \frac{1}{r^*} \left[ \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{r^*}{\text{Pe}r} \frac{\partial T}{\partial r^*} \right) + \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left( \frac{r^*}{\text{Pe}r} \frac{\partial T}{\partial z^*} \right) \right] + \\ \frac{T}{r^*} \left[ \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^*) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^*) \right] \end{aligned} \quad (2.21)$$

Na parede do tubo tem-se:

- Conservação de Energia (fase sólida):

$$\frac{1}{r^*} \left[ r^* \frac{\partial}{\partial t^*} (\rho^* T) \right] = \frac{1}{r^*} \left[ \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \frac{r^*}{\text{Per}} \frac{\partial T}{\partial r^*} \right) + \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left( \frac{r^*}{\text{Per}} \frac{\partial T}{\partial z^*} \right) \right] \quad (2.22)$$

Nota-se que a equação da conservação de massa foi mantida nas equações da conservação da variação de quantidade de movimento e da energia, para as fases vapor e líquida, e durante o processo iterativo de solução antes da convergência, a equação da continuidade não será necessariamente satisfeita. Porém, quando é encontrada a solução para os campos de velocidade, estes termos se anulam.

As equações de conservação apresentadas na forma adimensional, podem ser escritas para um campo escalar geral de uma variável dependente  $\phi$ , como:

$$\frac{1}{r^*} \left[ r^* \frac{\partial}{\partial t^*} (\rho^* \phi) + \frac{\partial}{\partial r^*} (r^* \rho^* v^* \phi) + \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial z^*} (r^* \rho^* w^* \phi) \right] = \frac{1}{r^*} \left[ \frac{\partial}{\partial r^*} \left( \Gamma^\phi r^* \frac{\partial \phi}{\partial r^*} \right) + \left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z^*} \left( \Gamma^\phi r^* \frac{\partial \phi}{\partial z^*} \right) \right] + S^\phi \quad (2.23)$$

sendo  $\Gamma^\phi$  o coeficiente de difusão e  $S^\phi$  o termo fonte especificado de acordo com o significado particular de  $\phi$ .

O formato da equação (2.23), na qual os fluxos aparecem dentro do sinal da derivada, chamado de forma conservativa ou divergente, facilita a obtenção das equações aproximadas para o método dos volumes finitos, além de permitir usar o mesmo processo de solução para todas as variáveis. Existem duas maneiras de se obterem as equações aproximadas no método dos volumes finitos. Através da realização de balanços da propriedade em questão nos volumes elementares (ou volumes finitos) ou partindo-se da equação diferencial na forma conservativa e integrá-la sobre o volume elementar, no espaço e no tempo. A maneira de apresentação escolhida neste trabalho foi a de obter as equações aproximadas integrando-se a equação diferencial, pois é a forma mais simples.

Para a aplicação do método dos volumes de controle, desenvolvido por Patankar (1980), há a necessidade de se promover a discretização do domínio de interesse, dividindo-o em células elementares. Então, uma discretização estruturada - construída usando um sistema coordenado - através de

coordenadas cilíndricas foi feita, obtendo assim um domínio de cálculo discretizado para a investigação.

A aplicação do método numérico em questão exige agora a especificação das condições de contorno para as equações governantes, para que se possa resolver o sistema de equações. Desta maneira, para facilitar o entendimento da aplicação das condições de contorno, a Figura 2.3 apresenta o domínio de cálculo com suas respectivas condições de contorno, divididas por regiões.

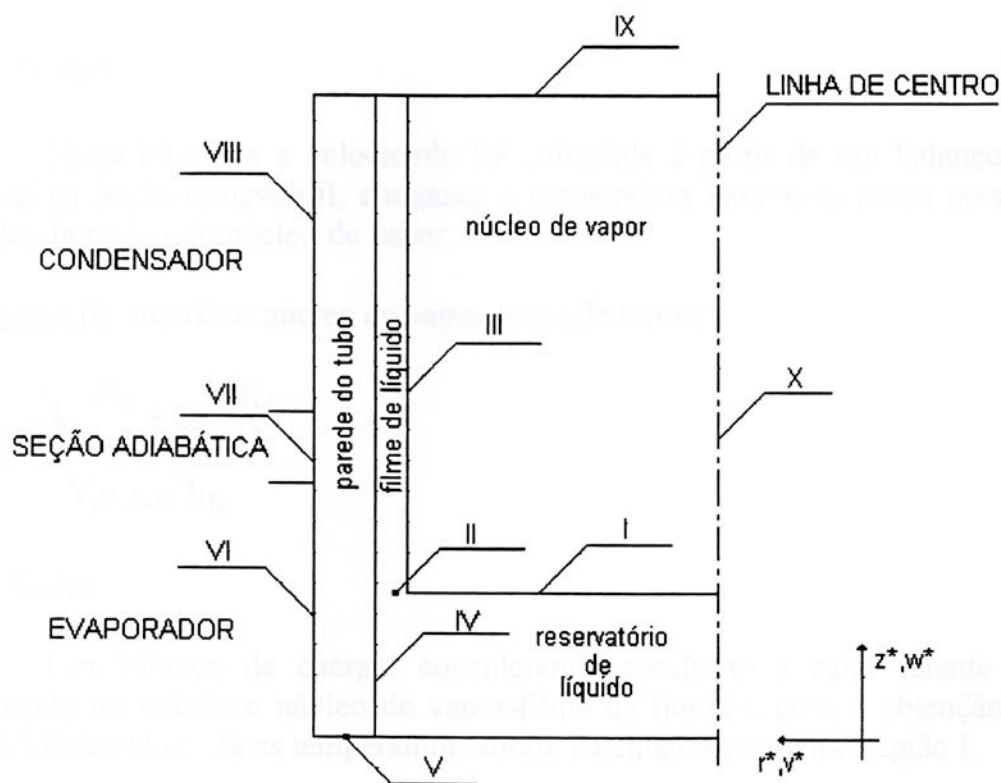


FIGURA 2.3 - Domínio de cálculo axissimétrico

• Condições de Contorno:

- Região I: interface reservatório de líquido-núcleo de vapor

$$w^* = \frac{Q_p}{V_r \rho_v S_p h_{fg}}$$

$$T = T_{\text{sat}}(p)$$

A velocidade foi calculada admitindo-se que toda energia que penetrou no reservatório de líquido, serviu no processo de evaporação do mesmo, ou seja, somente calor latente foi considerado. Já a temperatura foi calculada em cada ponto da interface, baseando-se na pressão correspondente.

- Região II: interface reservatório de líquido-filme de líquido

$$w^* = \frac{\rho_v w_v S_v}{V_r \rho_l S_l}$$

$$T = \bar{T}_{\text{sat}}(p)$$

Nesta interface a velocidade foi calculada a partir de um balanço de massa na seção transversal, enquanto a temperatura baseou-se numa pressão média da região do núcleo de vapor.

- Região III: interface núcleo de vapor-filme de líquido

$$v^* = \frac{-k_l \frac{\partial T_l}{\partial r^*} + k_v \frac{\partial T_v}{\partial r^*}}{V_r \rho_r r_v \rho^* h_{fg}}$$

$$T = T_{\text{sat}}(p)$$

Um balanço de energia considerando condução e calor latente foi realizado na interface núcleo de vapor-filme de líquido, para a obtenção da velocidade radial. Já as temperaturas foram calculadas como na Região I.

- Região IV: interface reservatório de líquido e filme de líquido-parede do tubo

$$w^* = 0$$

$$v^* = 0$$

$$T = \frac{q_e}{h_p} + T_p$$

A condição de não deslizamento foi adotado para as componentes de velocidade em toda a interface, enquanto para a temperatura na região do reservatório, admitiu-se uma temperatura conhecida que foi calculada a partir

da Lei de Resfriamento de Newton. Para o restante da interface, uma continuidade de temperatura foi admitida como condição de contorno.

- Região V: interface parede do tubo-ambiente

$$\frac{\partial T}{\partial z^*} = 0$$

- Região VI: evaporador

$$\frac{\partial T}{\partial r^*} = \frac{r_v q_e}{k_w}$$

- Região VII: seção adiabática

$$\frac{\partial T}{\partial r^*} = 0$$

- Região VIII: condensador

$$\frac{\partial T}{\partial r^*} = -\frac{r_v h_\infty}{k_w} (T_o - T_\infty)$$

- Região IX: tampa do condensador

$$w^* = 0$$

$$v^* = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial z^*} = 0$$

- Região X: linha de centro

$$\frac{\partial w^*}{\partial r^*} = 0$$

$$v^* = 0$$

$$\frac{\partial T}{\partial r^*} = 0$$

O valor da temperatura do reservatório  $T_p$ , foi calculado através da somatória da temperatura média de saturação na interface reservatório de líquido-núcleo de vapor mais o aumento da temperatura causado pela pressão hidrostática do reservatório de líquido. Já o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h_p$ , teve seu valor obtido através das expressões desenvolvidas por El-Genk & Saber (1998) e El-Genk & Saber (1999); e o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h_\infty$ , foi calculado baseado nos valores das temperaturas experimentais encontradas na literatura ou medidas no Laboratório de Pesquisa da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá - UNESP.

## 2.4 Desenvolvimento da solução numérica

A solução do sistema de equações apresentado na seção anterior foi feita mediante um procedimento numérico, baseado no método dos volumes finitos. Dentro deste contexto, o objetivo foi calcular o campo de velocidades ( $w^*, v^*$ ), pressão ( $p^*$ ), temperatura ( $T$ ) e densidade ( $\rho^*$ ), utilizando as Equações de Conservação Completas. Desta maneira, um programa computacional foi desenvolvido em linguagem FORTRAN, objetivando aplicar o método dos volumes finitos para a solução do sistema.

Torna-se impraticável a criação de um programa computacional para este fim, de uma só vez, devido ao grande número de detalhes a serem levados em consideração. No presente caso, primeiramente resolveram-se as equações de conservação de massa e variação de quantidade de movimento para o escoamento de vapor, usando uma condição de contorno de injeção e sucção de massa uniformes no evaporador e condensador respectivamente para um tubo simétrico, isto é, com comprimentos de evaporador e condensador idênticos, e sem região adiabática. Variou-se o número de Reynolds radial e os resultados assim conseguidos foram comparados através de um parâmetro adimensional do tipo  $\frac{\Delta p r_v^2}{\rho_r V_r^2 L_c^2}$  com os de Murcia (1982), Aparecido (1985) e

Zanardi (1989), que são resultados aceitos como corretos. Na Tabela 1 estão as comparações entre os resultados encontrados e os existentes na literatura, mostrando uma boa concordância, o que assegura a confiabilidade no estágio inicial de implementação.

Em seguida, a equação de conservação de energia foi incorporada para a fase vapor gerando resultados de acordo com a pressão de referência adotada, mostrando coerência na implementação.

Para atingir o próximo estágio de implementação, incorporou-se no programa a resolução completa das equações de conservação para a fase líquida juntamente com a equação de conservação de energia para a fase sólida. Neste estágio, um passo à frente foi dado em relação ao trabalho apresentado por Harley & Faghri (1994).

TABELA 1 - Valores de comparação para  $\frac{L}{r_v} = 30$ 

Rer	Murcia	Aparecido*	Zanardi	Modelo
1	15,87	15,70	15,72	15,73
2	7,93	7,75	7,82	7,80
4	3,74	3,62	3,67	3,73
6	2,34	2,26	2,33	2,38
8	1,66	1,60	1,66	1,73
10	1,26	1,21	1,26	1,34

\*  $\left(\frac{L}{r_v} = 20\right)$

As equações foram resolvidas em regime permanente, sendo assim razoável que o próximo passo fosse a implementação transiente para uma possível comparação de resultados. Porém, o que desmotivou este passo, foi que os resultados apresentados por Harley & Faghri (1994) eram de um transiente distorcido, ou seja, a solução marchava para a resposta em regime permanente só que os tempos intermediários não correspondiam com a realidade experimental de Mingwei *et al.* (1991), que teve seu termossifão partindo de um estado congelado. O modelo proposto no presente trabalho não é capaz de obter resultados em um termossifão que parte de um estado congelado, porque nestas condições a região de vapor é muito rarefeita e a Teoria do Contínuo não é válida. Além disso, uma possível comparação com os resultados numéricos de Harley & Faghri (1994) não dariam a confiabilidade desejada, já que seus resultados transientes também não foram aferidos.

Então, a motivação estava em incorporar o reservatório de líquido na solução completa das equações de conservação em regime permanente. A incorporação do reservatório de líquido foi realizada através da utilização das equações de conservação na resolução da região do reservatório. Nestas condições, um problema foi detectado. O valor correto do coeficiente de condutividade térmica dentro do reservatório era vital para a obtenção de resultados confiáveis, só que este valor passava a ser uma incógnita. Além do mais, a manipulação desta incógnita levava o programa a obter resultados coerentes ou não com o experimental.

A solução encontrada foi a de modelar o reservatório de líquido como se fosse uma *caixa preta*, ou seja, os fenômenos termo-hidrodinâmicos ocorridos no interior não foram estudados, e sua interferência teve que ser representada no coeficiente de transferência de calor convectivo. Isto é razoável, porque sabe-se que este coeficiente é função de parâmetros como velocidade, viscosidade, densidade, calor específico, condutividade térmica, etc. A atenção, então, transferiu-se para a escolha correta do coeficiente de

transferência de calor convectivo (El-Genk & Saber, 1998 e El-Genk & Saber, 1999), os quais deveriam ser apropriados para o uso num termosifão.

Conhecendo o valor do coeficiente de transferência de calor convectivo, assumindo que a temperatura do reservatório é uma média aritmética das temperaturas na seção de interface entre reservatório e núcleo de vapor, levando em consideração a pressão hidrostática do reservatório e utilizando a Lei de Resfriamento de Newton, a temperatura da parede do reservatório passa a ser uma condição de contorno como foi mostrado na Região IV da Figura 2.3, e o acoplamento com o restante do tubo foi realizado.

A altura do reservatório de líquido não foi considerado como um parâmetro variável, logo, a massa contida no interior do termosifão figurou como sendo função da potência transferida pelo tubo, o que não é fisicamente correto. Porém, esta suposição torna-se aceitável quando comparado com as dificuldades na obtenção de um modelo para um termosifão, além do mais, a incorporação do reservatório de líquido constitui uma razoável melhora nos modelos teóricos existentes.

#### 2.4.1 O programa computacional

Depois de ultrapassadas as etapas intermediárias de construção e validação do programa computacional, pôde-se finalmente testar a versão final, que será demonstrado posteriormente. Antes, algumas peculiaridades pertinentes ao método numérico usado devem ser revistas, embora sejam bem discutidas por Patankar (1980) e Maliska (1995).

A opção feita neste trabalho, para a obtenção das equações aproximadas foi pelo método dos volumes finitos, isto é, a questão central é a conservação da propriedade em nível de volumes elementares. Então as equações discretizadas (equações aproximadas) foram obtidas por integração da equação (2.23) sobre volumes de controle ao redor dos pontos da grade. Para um determinado ponto P, associado a um volume de controle, conforme mostra a Figura 2.4, podemos fazer tal integração, obtendo:

$$\frac{[(\rho^* \phi)_P - (\rho^* \phi)_P^0] V}{\Delta t^*} + J_n^* - J_s^* + J_e^* - J_w^* = S^{\phi_P} V \quad (2.24)$$

sendo:

$$V = r_p^* \Delta r^* \Delta z^*$$

$$J_n^* = \int_w^e (r^* J_r^*)_n dz^*$$

$$J_s^* = \int_w^e (r^* J_r^*)_s dz^*$$

$$J_e^* = \frac{r_v}{L_s} \int (r^* J_z^*)_e dr^*$$

$$J_w^* = \frac{r_v}{L_s} \int (r^* J_z^*)_w dr^*$$

$$J_z^* = \rho^* w^* \phi - \frac{r_v}{L} \Gamma \phi \frac{\partial \phi}{\partial z^*}$$

$$J_r^* = \rho^* v^* \phi - \Gamma \phi \frac{\partial \phi}{\partial r^*}$$

$$S^{\phi P} = S_P \phi_P + S_c$$

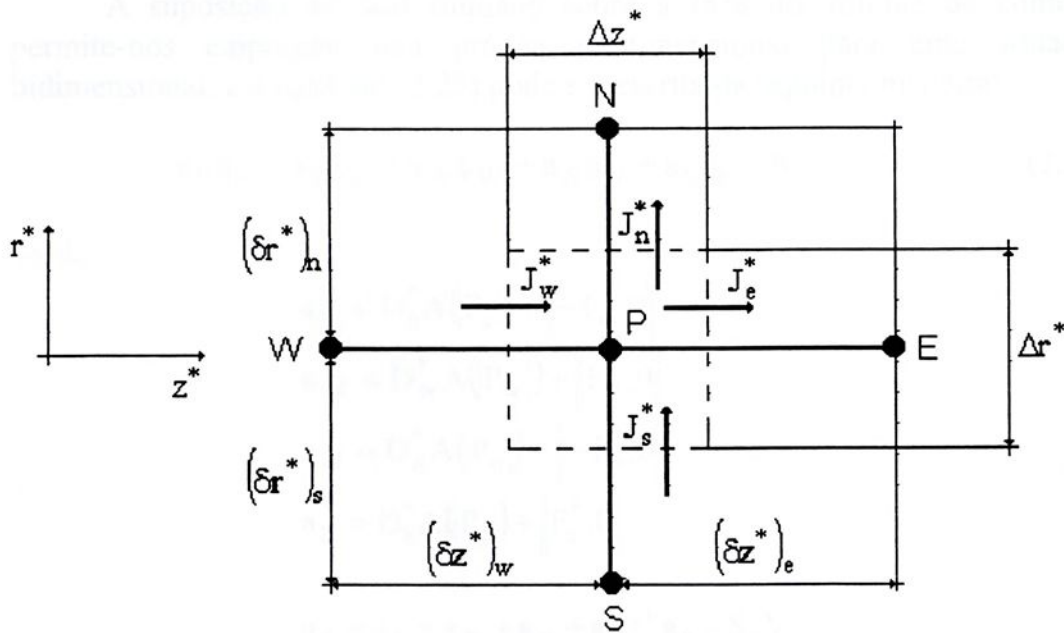


FIGURA 2.4 - Ponto da grade com seu volume de controle

Subtraindo a equação (2.24) da equação de conservação de massa discretizada, e rearranjando, obtêm-se a equação geral discretizada na sua forma final:

$$\left( \phi_P - \phi_P^0 \right) \frac{\rho_P}{\Delta t^*} + \left( J_e^* - F_e^* \phi_P \right) - \left( J_w^* - F_w^* \phi_P \right) + \left( J_n^* - F_n^* \phi_P \right) - \left( J_s^* - F_s^* \phi_P \right) = S^{\phi P} V \quad (2.25)$$

sendo:

$$F_e^* = \frac{r_v}{L} (r^* \rho^* w^*)_e \Delta r^*$$

$$F_w^* = \frac{r_v}{L} (r^* \rho^* w^*)_w \Delta r^*$$

$$F_n^* = (r^* \rho^* v^*)_n \Delta z^*$$

$$F_s^* = (r^* \rho^* v^*)_s \Delta z^*$$

A suposição de uniformidade sobre a face do volume de controle permite-nos empregar uma prática unidimensional para uma situação bidimensional, e a equação (2.25) pode ser escrita da seguinte maneira:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (2.26)$$

sendo:

$$a_E = D_e^* A(P_e) + \left\| -F_e^*, 0 \right\|$$

$$a_W = D_w^* A(P_w) + \left\| F_w^*, 0 \right\|$$

$$a_N = D_n^* A(P_n) + \left\| -F_n^*, 0 \right\|$$

$$a_S = D_s^* A(P_s) + \left\| F_s^*, 0 \right\|$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + {}^0 a_P - S_P V$$

$$b = S_c V + {}^0 a_P \phi_P$$

$${}^0 a_P = \frac{{}^0 \rho_P^* V}{\Delta t^*}$$

$$D_e^* = \frac{\left( \frac{r_v}{L} \right)^2 \Gamma_e A_e}{(\delta z^*)_e}$$

$$D_w^* = \frac{\left(\frac{r_v}{L}\right)^2 \Gamma_w A_w}{(\delta z^*)_w}$$

$$D_n^* = \frac{\Gamma_n A_n}{(\delta r^*)_n}$$

$$D_s^* = \frac{\Gamma_s A_s}{(\delta r^*)_s}$$

$$A_e = \Delta r^* r_e^*$$

$$A_w = \Delta r^* r_w^*$$

$$A_n = \Delta z^* r_n^*$$

$$A_s = \Delta z^* r_s^*$$

$$P_e = \frac{F_e^*}{D_e^*}$$

$$P_w = \frac{F_w^*}{D_w^*}$$

$$P_n = \frac{F_n^*}{D_n^*}$$

$$P_s = \frac{F_s^*}{D_s^*}$$

A forma da equação (2.26) tem a grande vantagem de facilitar a implementação de diferentes esquemas ou funções de interpolação. Seguindo a recomendação de Patankar (1980), o esquema conhecido como *Power-Law* [66] que é uma variação do esquema exponencial de Spalding (1972) com a vantagem de não exigir muito esforço computacional e que procura seguir a expressão exata por faixas de número de Peclet, foi usado:

$$A(|P|) = \left\| 0, (1 - 0,1|P|)^5 \right\| \quad (2.27)$$

sendo  $\|a, b\|$  um operador com o mesmo significado de DMAX1(a,b) da linguagem FORTRAN.

Com o exposto até agora, chega-se a um conjunto de sistemas de equações algébricas lineares, um para cada variável, e que podem ser resolvidas de forma segregada, ou seja, resolver os sistemas lineares um a um,

atualizando os coeficientes. Na solução de cada sistema linear em particular, a prática é usar métodos iterativos de solução e não métodos diretos, pois os primeiros trabalham apenas com os termos não nulos da matriz. Nestes casos, o problema do acoplamento entre variáveis se destaca e, em Mecânica dos Fluidos, um dos acoplamentos principais é o da velocidade e pressão.

Antes de comentarmos o método para tratar do acoplamento pressão-velocidade, vamos analisar algumas características do acoplamento que tem influência sobre o método utilizado. A natureza segregada do processo de solução exige que cada variável tenha uma equação evolutiva para ser atualizada, e é fácil identificar que as variáveis  $w^*$ ,  $v^*$  e  $T$  podem ser atualizadas pela equação da conservação da variação de quantidade de movimento em cada direção e pela equação da conservação de energia respectivamente. Para atualizar a pressão, aparece uma dificuldade adicional, que é a inexistência de uma equação apropriada para este fim. Outra característica do acoplamento que influencia nos métodos utilizados é o arranjo das variáveis na malha computacional, onde seu papel principal é a posição relativa entre as componentes do vetor velocidade e pressão. Muitos arranjos são possíveis, mas o adotado neste trabalho é o arranjo deslocado (*staggered grid*) (Harlow & Welch, 1965), onde as pressões são armazenadas de tal forma que seu gradiente é a força motriz da velocidade armazenada entre dois pontos de pressão. É sem dúvida, um arranjo fisicamente consistente, pois entre outros fatores as velocidades estão localizadas adequadamente para o balanço de massa cujo volume para balanço é um volume centrado na pressão.

O método para tratar do acoplamento pressão-velocidade então, utilizado neste trabalho, é o SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) que é um método baseado no algoritmo de Chorin (1967) e Chorin (1971). O método SIMPLE, que foi desenvolvido por Patankar e Spalding (Richtmyer & Morton, 1967), tem a pressão escrita como a soma da melhor estimativa da pressão disponível,  $P^*$ , mais uma correção  $P'$  que é calculada de maneira a satisfazer a equação da continuidade.

Já o método iterativo usado na solução do sistema linear de equações foi uma mistura entre o método de Gauss-Seidel e um método conhecido como algoritmo de Thomas ou TDMA (*Tridiagonal Matrix Algorithm*) (Patankar, 1980, Richtmyer & Morton, 1967 e Roache, 1976).

Por último, para evitar problemas com o aparecimento de meios volumes e quarto de volumes de controle perto da fronteira, as condições de contorno foram colocadas usando o procedimento de balanços para os volumes de fronteira, evitando assim o aumento no número de equações como no caso de volumes fictícios, e as condições assim ficando embutidas nas equações para os volumes da fronteira.

Após o esclarecimento de alguns pontos relativos à construção do programa computacional, pode-se agora comentar o fluxograma do programa principal – Figura 2.5, juntamente com suas respectivas sub-rotinas.

A sub-rotina ENTRADA, tem a função de armazenar os parâmetros geométricos, número de pontos axial e radial da malha, propriedades de referência bem como impor condições para que o programa inicialize o cálculo.

Já a sub-rotina GRADE é um gerador de malhas que a partir da escolha do número de pontos axial e radial, cria uma malha a mais uniforme possível. Porém, foi praticamente impossível criar uma malha radial uniforme, devido à presença do filme de líquido. Devido à enorme discrepância no sentido radial, causada pela fina camada de líquido quando comparada com a parede do tubo e núcleo de vapor, o uso de um fator de estiramento (*stretching*) não seria viável, porque sempre o domínio de cálculo acabaria ficando com um número excessivo de pontos.

A determinação do ponto de referência, do valor de parâmetros de ajustes, do cálculo de grupos adimensionais bem como de propriedades efetivas além da chamada de uma sub-rotina para cálculo do campo de temperatura na parede do reservatório de líquido está na sub-rotina CONTROLE.

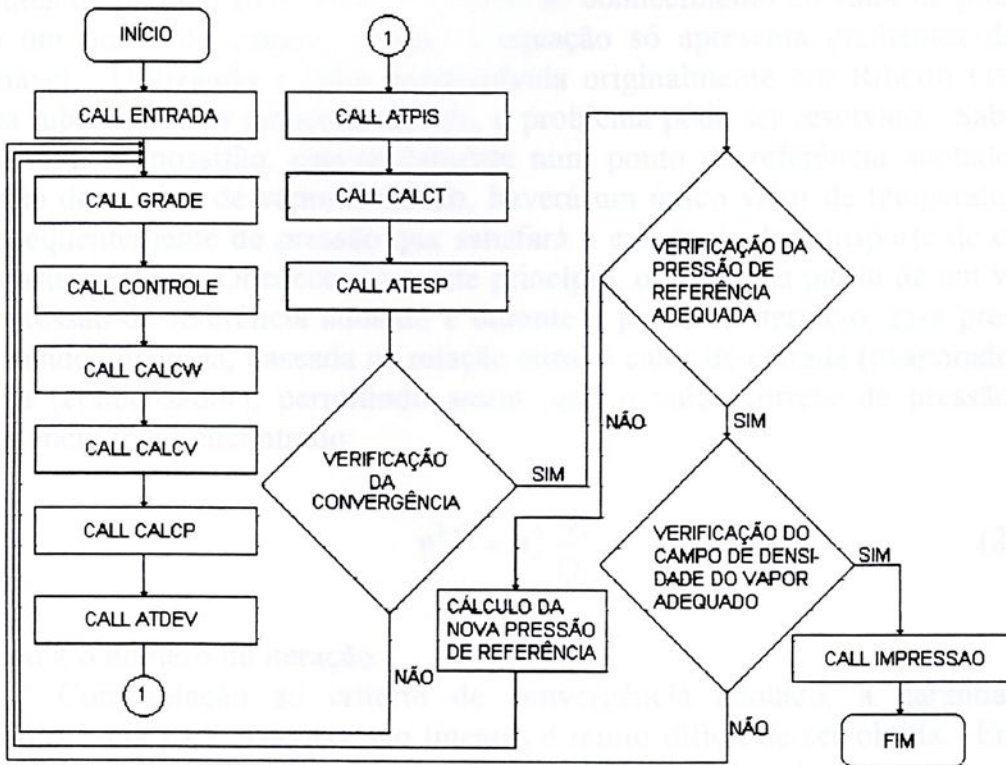


FIGURA 2.5 - Fluxograma do programa principal

O cálculo do campo de velocidade está representado nas sub-rotinas CALCW e CALCV, enquanto que a implementação do Método SIMPLE está representada na sub-rotina CALCP. Conhecendo-se as velocidades, pressão e densidade, o campo de

temperatura já pode ser calculado mesmo antes da convergência final do programa, como pode ser notado na Figura 2.5 pela posição da sub-rotina CALCT.

Todos os cálculos relacionados ao reservatório de líquido, tais como: cálculo de propriedades, cálculo de pressão média e hidrostática e verificação do regime de operação (convecção natural, convecção combinada ou ebulição nucleada) foram efetuadas na sub-rotina ATPIS.

Para atualização da espessura do filme de líquido, a teoria clássica de Nusselt descrita na seção 1.2.1 foi utilizada e implementada na sub-rotina ATESP. Depois de alcançadas todas as etapas de convergência, os resultados são armazenados em arquivos de saída contidos na sub-rotina IMPRESSAO.

Por último, a sub-rotina ATDEV tem a função de armazenar o valor do campo de densidade média no vapor, para que o programa compare com o novo valor calculado, baseado no novo campo de temperatura; esse procedimento é repetido até que a convergência seja alcançada, ou seja, o novo valor encontrado tenha uma pequena diferença pré-determinada do valor anterior.

Quando se trabalha com as equações de Navier-Stokes, o cálculo dos valores de pressão só é possível a partir do conhecimento do valor de pressão em um ponto do campo, porque a equação só apresenta gradientes dessa variável. Utilizando a idéia desenvolvida originalmente por Ribeiro (1998) para tubos de calor autocontroláveis, o problema pôde ser resolvido. Sabe-se que num termossifão, especificamente num ponto de referência adotado na região do núcleo de vapor saturado, haverá um único valor de temperatura e conseqüentemente de pressão que satisfará a exigência de transporte de calor imposta no tubo. Obedecendo a este princípio, o programa partiu de um valor de pressão de referência adotado e durante o processo iterativo, essa pressão foi sendo corrigida, baseada na relação entre o calor de entrada (evaporador) e saída (condensador), permitindo assim, que o valor correto da pressão de referência fosse encontrado:

$$p_r^{k+1} = p_r^k \frac{Q_e}{Q_c} \quad (2.28)$$

sendo  $k$  o número da iteração.

Com relação ao critério de convergência adotado, a garantia de convergência para sistemas não lineares é muito difícil de ser obtida. Então, para se controlar a convergência são impostos fatores de sub-relaxação para as variáveis de modo a evitar que grandes correções numa iteração, levem a uma divergência da solução. A convergência deve então ser verificada a cada iteração e deve-se adotar um parâmetro que determine o encerramento do processo de solução com a conseqüente obtenção da solução procurada e este parâmetro é definido pelo critério de convergência escolhido. Na literatura encontra-se o uso de diversos tipos de critérios, mas no presente trabalho o

programa foi deixado rodar livremente até que o valor de resíduo máximo médio, ou seja, o máximo resíduo médio entre as equações de conservação encontrasse seu mínimo valor, isto para cada caso. Esse procedimento mostra a real convergência do programa, além do que, os resíduos foram indexados para cada volume de controle, e o máximo valor pontual encontrado em todo o campo será mostrado através de uma variável chamada *soraux*.

A escolha do número de pontos da malha foi realizada buscando encontrar primeiro o caso que mais causaria instabilidades, ou seja, que mais excitava o modo de operação do programa computacional, entre os casos que seriam investigados. Então, como mostra a Figura 2.6(a), um gráfico do perfil de temperatura externa da parede do termossifão em função da variação axial foi construído, para três números de pontos da malha diferentes.

Da Figura 2.6(a), nota-se que há uma independência dos resultados em relação ao número de pontos tanto axial quanto radial, porém, observou-se que o tempo de CPU gasto entre os casos 21 x 21 (radial x axial) e 42 x 42 não foram significativamente diferentes, ao contrário do caso 84 x 84, que aumentou substancialmente o tempo computacional. Todos os casos foram rodados em um microcomputador PENTIUM II - 233MHz com 128 MB de memória RAM. Buscando otimizar a exatidão dos resultados com o tempo computacional, a malha 42 x 42 foi a escolhida para todos os casos que serão mostrados.

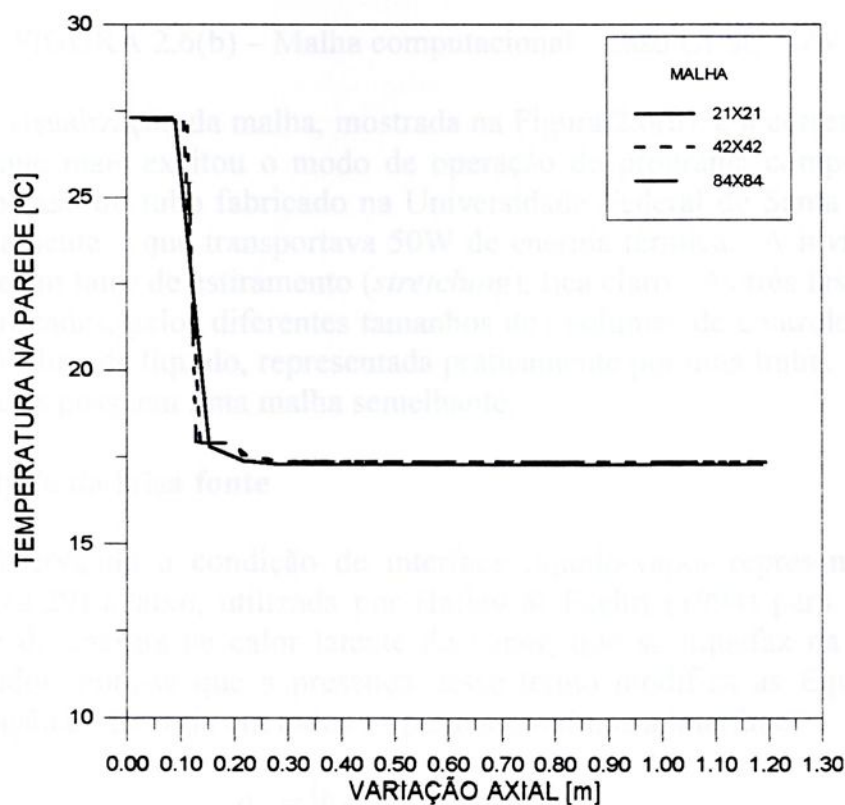


FIGURA 2.6(a) - Teste para escolha do número de pontos da malha – caso UFSC 50W

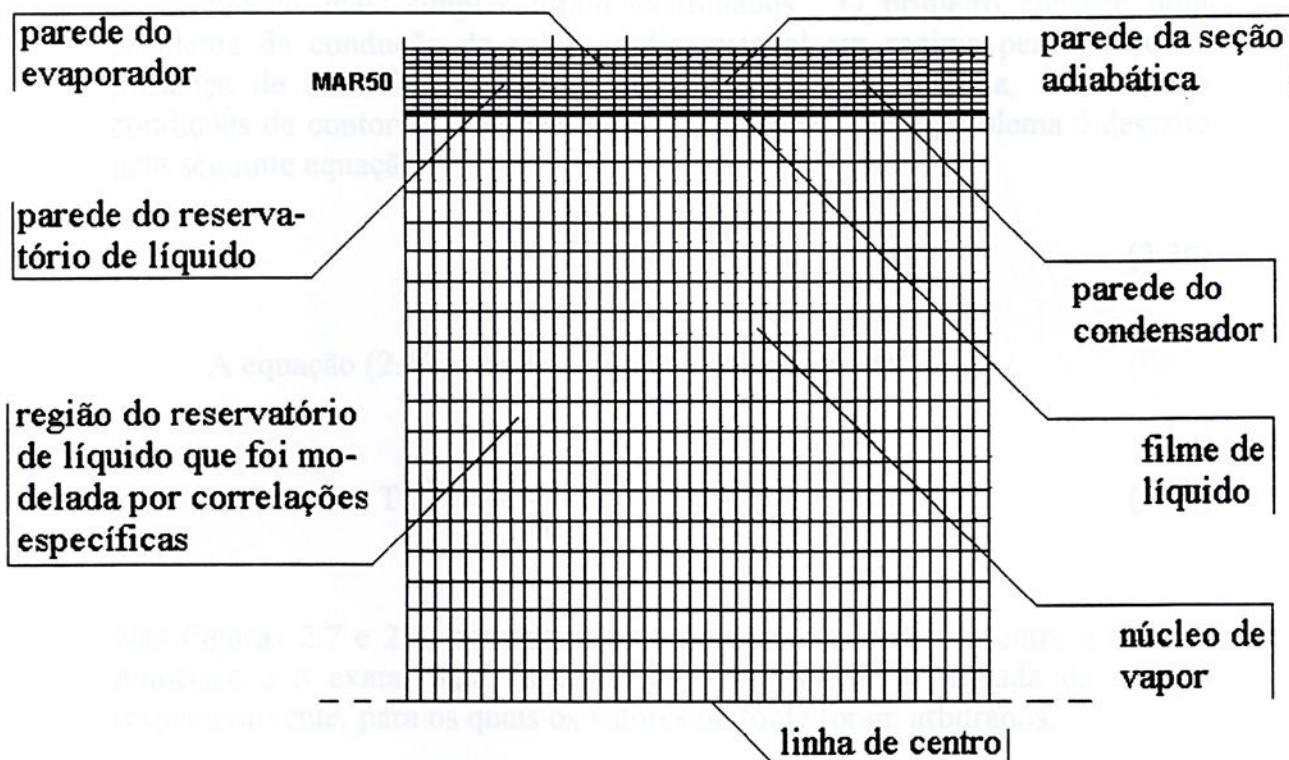


FIGURA 2.6(b) – Malha computacional – caso UFSC 50W

A visualização da malha, mostrada na Figura 2.6(b), é a correspondente ao caso que mais excitou o modo de operação do programa computacional, que foi o caso do tubo fabricado na Universidade Federal de Santa Catarina, especificamente o que transportava 50W de energia térmica. A inviabilidade do uso de um fator de estiramento (*stretching*), fica claro. As três fases podem ser identificadas, pelos diferentes tamanhos dos volumes de controle, sendo a região do filme de líquido, representada praticamente por uma linha. Todos os outros casos possuem uma malha semelhante.

#### 2.4.2 Estudo da falsa fonte

Observando a condição de interface líquido-vapor representada pela equação (2.29) abaixo, utilizada por Harley & Faghri (1994) para simular a liberação de energia de calor latente do vapor, que se liquefaz na seção do condensador, nota-se que a presença desse termo modifica as Equações de Conservação de Energia em todos os pontos próximos a interface.

$$q_s = (h_{fg} + c_{p\delta} T_\delta) \rho_\delta v_\delta \quad (2.29)$$

Buscando aprofundar o conhecimento do uso da falsa fonte, dois casos de problemas mais simples foram examinados. O primeiro consiste num problema de condução de calor unidimensional em regime permanente na presença de uma fonte geradora ou absorvedora de energia, tendo como condições de contorno as temperaturas conhecidas. Esse problema é descrito pela seguinte equação:

$$\frac{d^2T}{dx^{*2}} = -\frac{\dot{q}L^2}{k} \quad (2.30)$$

A equação (2.30) admite a seguinte solução exata:

$$T(x^*) = -\frac{\dot{q}L^2}{2k}x^{*2} + \left(T_s - T_e + \frac{\dot{q}L^2}{2k}\right)x^* + T_e \quad (2.31)$$

Nas Figuras 2.7 e 2.8, pode-se notar a perfeita concordância entre a solução numérica e a exata, para os casos de fornecimento e retirada de energia respectivamente, para os quais os valores da fonte foram arbitrados.

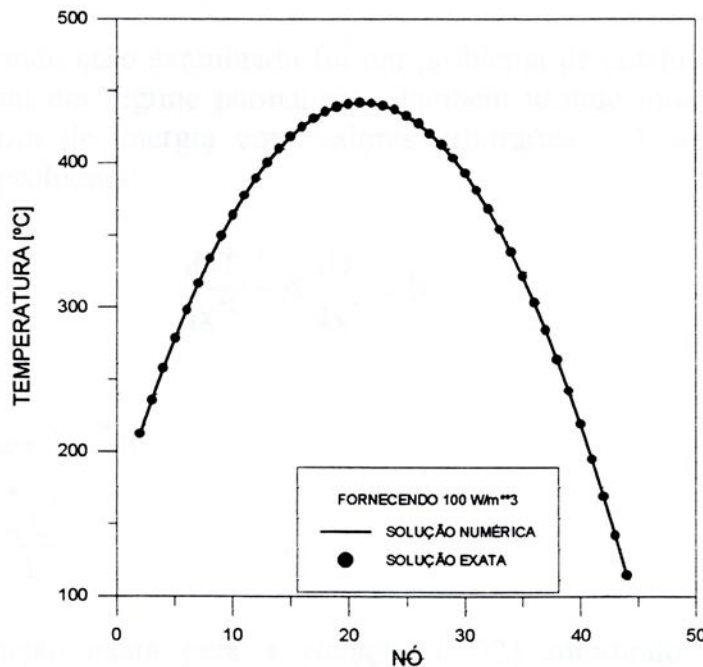


FIGURA 2.7 - Estudo da falsa fonte através do problema de condução de calor- caso com fornecimento de energia

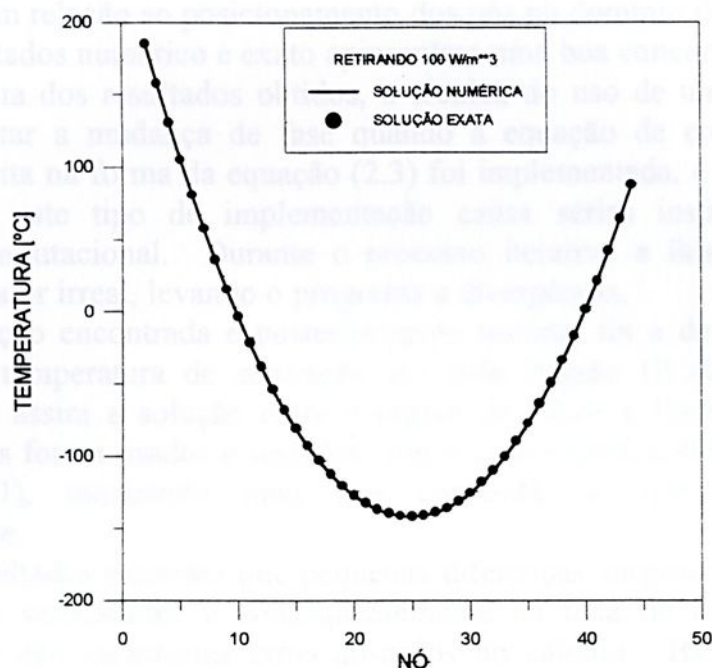


FIGURA 2.8 - Estudo da falsa fonte através do problema de condução de calor - caso com retirada de energia

O segundo caso examinado foi um problema de condução e convecção unidimensional em regime permanente, também usando uma fonte geradora ou absorvedora de energia com valores arbitrários. A seguinte equação representa o problema:

$$\frac{d^2T}{dx^{*2}} - A \frac{dT}{dx^*} = B \quad (2.32)$$

sendo:

$$A = Re \rho Pr u^*$$

$$B = -\frac{\dot{q} L^2}{k}$$

A solução exata para a equação (2.32) admitindo temperaturas e velocidades conhecidas é:

$$T(x^*) = \left[ \frac{T_s - T_e + B/A}{e^A - 1} \right] (e^{Ax^*} - 1) - \frac{B}{A} x^* + T_e \quad (2.33)$$

As Figuras 2.9 e 2.10, mostram o comportamento da variação da temperatura em relação ao posicionamento dos nós no domínio de cálculo, nos quais os resultados numérico e exato apresentam uma boa concordância.

Em vista dos resultados obtidos, a técnica do uso de uma falsa fonte para representar a mudança de fase quando a equação de conservação de energia é escrita na forma da equação (2.3) foi implementada, e a experiência mostrou que este tipo de implementação causa sérias instabilidades no programa computacional. Durante o processo iterativo a falsa fonte pode assumir um valor irreal, levando o programa a divergência.

A solução encontrada e posteriormente testada, foi a de garantir uma condição de temperatura de saturação em toda Região III da Figura 2.3, desacoplando assim a solução entre a região de vapor e líquido. Os dois procedimentos foram usados e testados com o caso experimental de Mingwei *et al.* (1991), mostrando uma boa concordância, como será visto posteriormente.

Os resultados mostram que pequenas diferenças surgiram com relação ao campo de velocidades e conseqüentemente na taxa de escoamento de massa, o que não caracteriza erros absurdos no cálculo. Baseando-se nos resultados apresentados e ratificando que o uso da condição de temperatura de saturação melhora a estabilidade do programa computacional, este procedimento foi adotado para todos os resultados que serão mostrados posteriormente.

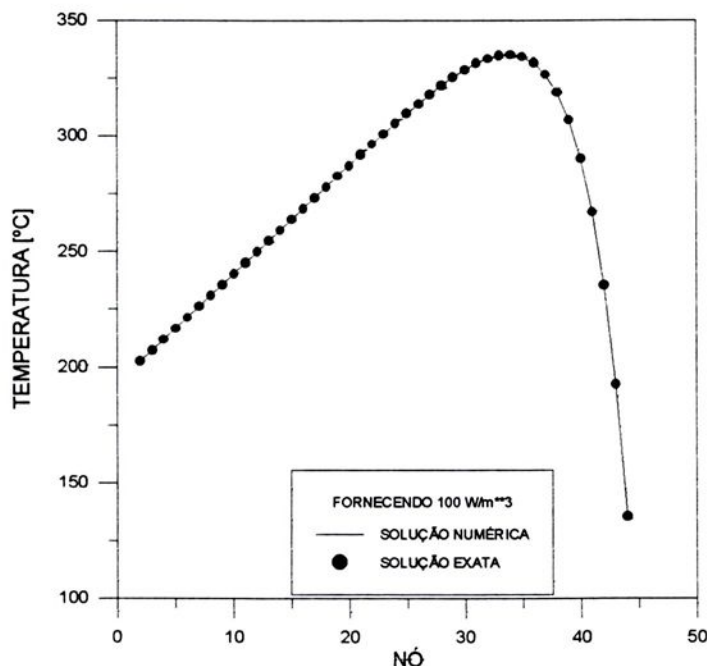


FIGURA 2.9 - Estudo da falsa fonte através do problema de condução-convecção de calor - caso com fornecimento de energia

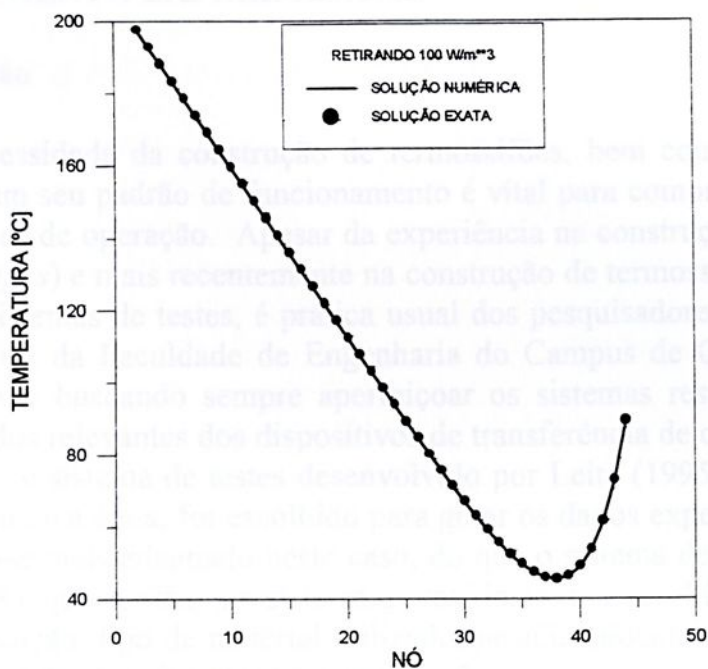


FIGURA 2.10 - Estudo da falsa fonte através do problema de condução-convecção de calor - caso com retirada de energia

## 3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

### 3.1 Introdução

A necessidade da construção de termossifões, bem como de sistemas que monitoram seu padrão de funcionamento é vital para compreender melhor suas diferenças de operação. Apesar da experiência na construção de tubos de calor (*heat pipes*) e mais recentemente na construção de termossifões e de seus respectivos sistemas de testes, é prática usual dos pesquisadores do Laboratório de Pesquisa da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá - UNESP, inovar buscando sempre aperfeiçoar os sistemas responsáveis pela leitura de dados relevantes dos dispositivos de transferência de calor.

Assim, o sistema de testes desenvolvido por Leite (1995), cujo sistema de resfriamento é a água, foi escolhido para gerar os dados experimentais, porque mostrou-se mais adequado neste caso, do que o sistema desenvolvido por Ribeiro (1998), que contém um sistema de resfriamento a ar. Maiores detalhes sobre a fabricação, tipo de material utilizado, posicionamento dos termopares entre outros, serão descritas nas próximas seções.

Então, tem-se como objetivo principal neste capítulo, obter um conjunto de dados experimentais suficientes para uma análise diferenciada do programa computacional, tendo assim um maior volume de dados experimentais quando em conjunto com os da literatura, para uma melhor avaliação do modelo utilizado.

### 3.2 Processo de fabricação do termossifão

O processo de fabricação do termossifão é relativamente simples e de baixo custo, como poderá ser verificado na descrição da fabricação dos tubos, que foram utilizados em nossas pesquisas.

Tubos de cobre com as seguintes características, foram usados:

- fluido de trabalho: água destilada
- carga de enchimento: 40% do volume total
- diâmetro externo: 0,01905 m (3/4")
- diâmetro interno: 0,01730 m
- comprimento: 0,60 m

Esses tubos foram limpos na sua parte interna, evitando assim futuros problemas com algum tipo de resíduo ou crosta interna. Depois, foram lacrados com tampas de latão, sendo uma das tampas perfuradas para permitir a passagem de um tubo capilar para possibilitar o enchimento.

Assim, com a estrutura do tubo já pronta, foram fixados oito termopares de ferro-constantan, dispostos em posições estratégicas ao longo do tubo. Essas posições poderão ser devidamente constatadas na seção 3.3.1.

Com os termopares soldados, efetuamos a evacuação do tubo. Todos os tubos utilizados nas pesquisas foram fechados a uma pressão interna de 0,01 Torr (1,33 Pa), seguindo o esquema ilustrado na figura abaixo:

Legenda da Figura 3.1

- |                      |                     |
|----------------------|---------------------|
| [1] Bureta           | [5] Válvula         |
| [2] Medidor de Vácuo | [6] Tubo Capilar    |
| [3] Bomba de Vácuo   | [7] Luva de ligação |
| [4] Válvula          | [8] Termossifão     |

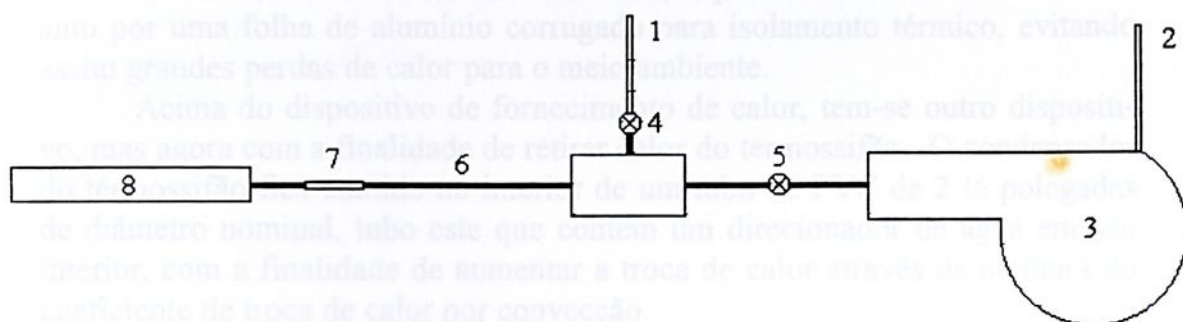


FIGURA 3.1 - Esquema de fabricação

Quando a bomba de vácuo atinge a pressão necessária, fecha-se a válvula 5 e abre-se a válvula 4, permitindo que o fluido de trabalho penetre no termossifão na quantidade desejada. Após o enchimento do tubo, ele é lacrado com solda, e testado num tanque de aquecimento, concluindo assim o processo de fabricação do termossifão.

### 3.3 Aparato experimental

O termossifão cujo processo de fabricação já descrito, necessita de um sistema de testes que se adapte a sua flexibilidade de assumir diferentes formas geométricas. Voltado para essa necessidade, foi construído um sistema de testes que se ajusta a diferentes formas geométricas do termossifão, sem que sejam necessárias grandes modificações do sistema.

Além disso, esse sistema permite posicionar o termossifão em diferentes ângulos de inclinação, quando necessário. Uma visão global desse sistema de testes pode ser visto na Figura 3.3. Nesta figura, nota-se a divisão do termossifão em duas partes, o evaporador e o condensador.

Antes deve-se observar na caixa de alimentação d'água - Figura 3.2, a existência de uma divisória. Esta divisória tem por objetivo manter o nível d'água sempre constante, para garantir um fluxo de água de resfriamento constante no condensador.

O evaporador do termossifão recebe calor através de um dispositivo de fornecimento de calor formado por dois tubos de amianto de diâmetros diferentes e concêntricos. O tubo de amianto interno possui aberturas que possibilitam a passagem de calor na forma de radiação, proveniente do aquecimento do fio de resistência que está envolto na sua parte externa, radiação esta que irá atingir as paredes externas do evaporador do termossifão, que fica contido dentro do tubo de amianto interno.

Enquanto isso, o tubo de amianto externo serve como uma capa de proteção mecânica e térmica (auxilia no trabalho de proteção contra perda de calor por convecção) do dispositivo de fornecimento de calor, tendo suas extremidades fechadas por tampões também de amianto. Ao redor da capa protetora de amianto foi colocada fibra de vidro, a qual foi fixada ao tubo de amianto por uma folha de alumínio corrugado para isolamento térmico, evitando assim grandes perdas de calor para o meio ambiente.

Acima do dispositivo de fornecimento de calor, tem-se outro dispositivo, mas agora com a finalidade de retirar calor do termossifão. O condensador do termossifão fica contido no interior de um tubo de PVC de 2 ½ polegadas de diâmetro nominal, tubo este que contém um direcionador de água em seu interior, com a finalidade de aumentar a troca de calor através da melhora do coeficiente de troca de calor por convecção.

O princípio de retirada de calor é simples, a água proveniente da caixa de alimentação - Figura 3.2 - à temperatura ambiente, circula entre o direcionador, mantendo um contato direto com a parede do termossifão, onde a temperatura, estando mais alta, irá perder energia na forma de calor para a água. Desta maneira, cria-se um condensador no termossifão.

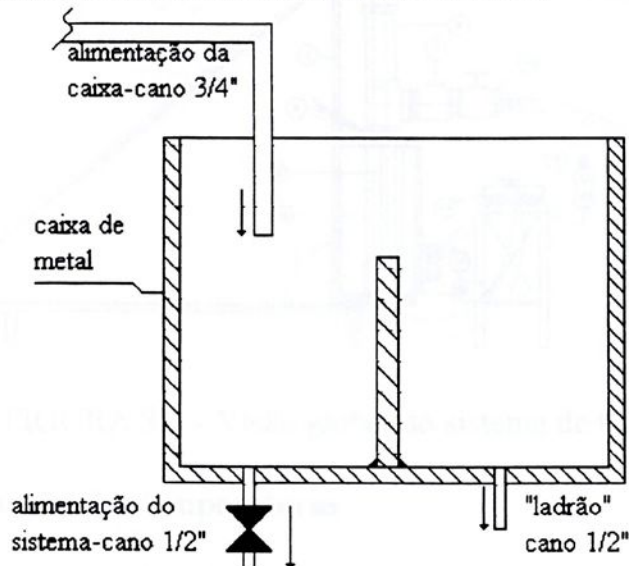


FIGURA 3.2 - Caixa de alimentação do sistema

## Legenda da Figura 3.3

- |  |                         |
|--|-------------------------|
| [1] rede de alimentação da caixa                       | [14] termômetro digital |
| [2] caixa de alimentação do sistema                    | [15] chave seletora     |
| [3] cano de alimentação                                | [16] tanque calibrado   |
| [4] ladrão   | [17] ladrão             |
| [5] dispositivo de inclinação                          | [18] válvula globo      |
| [6] termopares   |                         |
| [7] mangueira de saída do sistema de retirada de calor |                         |
| [8] dispositivo de retirada de calor                   |                         |
| [9] termossifão  |                         |
| [10] dispositivo de fornecimento de calor              |                         |
| [11] termostato  |                         |
| [12] amperímetro de alicate                            |                         |
| [13] varivolt  |                         |

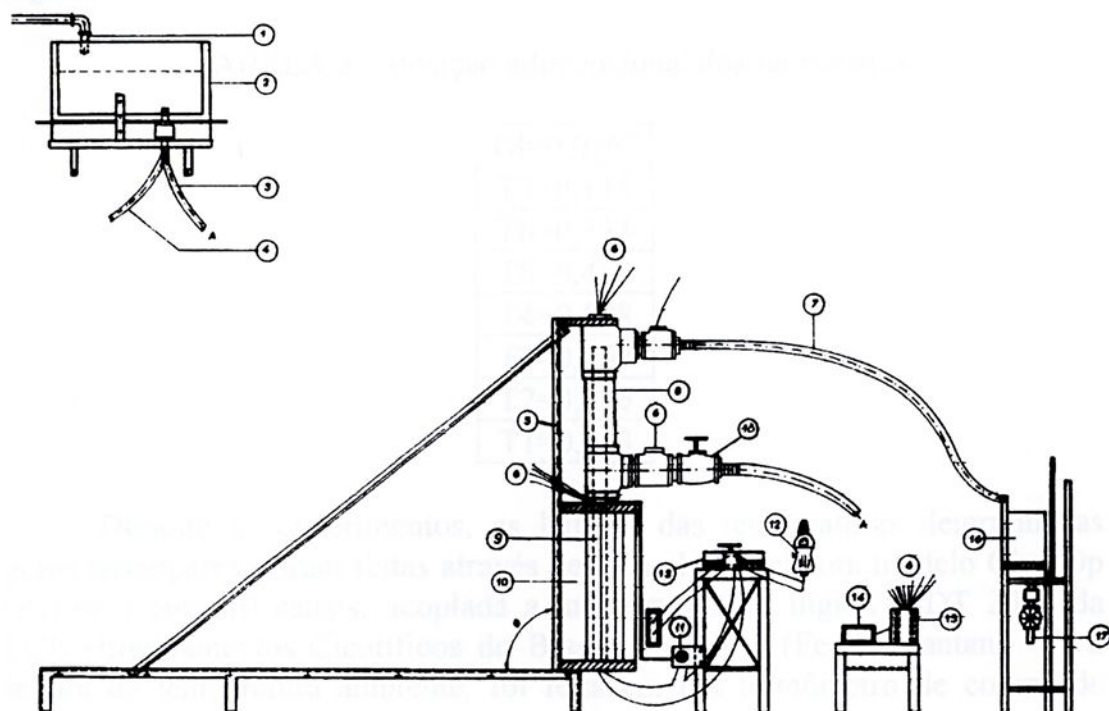


FIGURA 3.3 - Visão global do sistema de testes

**3.3.1 Determinação das temperaturas**

Os termopares utilizados no condensador e evaporador são do tipo J (Fe-Constantan) com 0,8 mm e 1,2 mm de diâmetro, respectivamente, tendo este último a especificação AWG-16 com isolamento de amianto.

Os termopares foram fixados no termossifão através de processo de soldagem, sendo soldados em posições pré-fixadas conforme mostra a Figura 3.4,

mantendo sempre um giro de  $90^\circ$ , de um termopar a outro, para uma melhor distribuição dos mesmos.

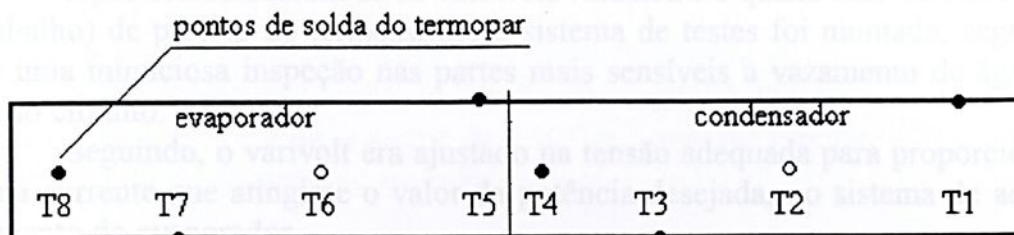


FIGURA 3.4 - Posição de soldagem dos termopares

A partir da Figura 3.4, podemos definir as posições de soldagem dos termopares, já adimensionalizadas, em função do comprimento do tubo, como segue:

TABELA 2 – Posição adimensional dos termopares

T8=0,0167
T7=0,175
T6=0,333
T5=0,492
T4=0,508
T3=0,667
T2=0,825
T1=0,983

Durante os experimentos, as leituras das temperaturas determinadas pelos termopares, foram feitas através de uma chave seletora modelo Chs-10p (Pyrotec) com 10 canais, acoplada a um termômetro digital MDT 2000 da ECB (Equipamentos Científicos do Brasil) do tipo J (Fe-Constantan). Já a leitura da temperatura ambiente, foi feita em um termômetro de coluna de mercúrio da Incoterm, com divisões de  $0,5^\circ\text{C}$ .

### 3.3.2 Medidas de Vazão

Essas medidas foram feitas na saída de água do sistema de retirada de calor, utilizando um tanque calibrado, e um cronômetro com divisões de 0,1 s. As vazões foram controladas através de uma válvula globo, acoplada na entrada do sistema de retirada de calor, como pode ser observado na Figura 3.3.

### 3.4 Execução dos testes

Após estabelecerem-se as variáveis (diâmetro e quantidade de fluido de trabalho) de projeto do termossifão, o sistema de testes foi montado, seguido de uma minuciosa inspeção nas partes mais sensíveis a vazamento de água e curto circuito.

Seguindo, o varivolt era ajustado na tensão adequada para proporcionar uma corrente que atingisse o valor da potência desejada, no sistema de aquecimento do evaporador.

Após esses procedimentos, o sistema foi deixado em funcionamento em uma vazão pré-fixada, até atingir a condição de regime permanente quando foi dado início às leituras das temperaturas, propriamente dito.

Concluídas as leituras das temperaturas ao longo do tubo, e das temperaturas de entrada e saída da água no dispositivo de retirada de calor, foi dado início a medida da mesma vazão, como já mencionado, utilizando um cronômetro e um tanque calibrado de aproximadamente 5,5 litros, com o objetivo de conferir com a vazão pré-fixada, para detectar possíveis variações na rede.

Desta forma, foi realizada toda a etapa experimental, permitindo um acúmulo substancial de dados para pesquisa, em um tempo razoável.

### 3.5 Cálculo da taxa real de transferência de calor

Esse valor foi obtido de maneira direta, já que eram de nosso conhecimento os valores das temperaturas de entrada e saída da água no dispositivo de retirada de calor, bem como o valor da vazão. Desta maneira, utilizando a equação para calor sensível, chegamos aos valores desejados:

$$\dot{q} = \dot{m} \cdot c_1 \cdot (T_s - T_e) \quad (3.1)$$

sendo  $c_1$  o calor específico médio da água, assumindo o valor de 4185,5 J/kg.°C,  $\dot{m}$  a vazão mássica da água, dado em kg/s, e por último  $T_e$  e  $T_s$  as temperaturas de entrada e saída respectivamente, dadas em °C.

### 3.6 Análise de erros de medidas

Neste item, o objetivo é calcular uma estimativa dos erros introduzidos no cálculo da taxa de transferência de calor real, erros estes definidos como sistemáticos (precisão dos aparelhos utilizados).

Da equação 3.1 podemos encontrar a seguinte expressão:

$$\bar{q}_e = \frac{\bar{v}}{t} \bar{\rho}_1 \bar{c}_1 \bar{\Delta T} \quad (3.2)$$



sendo  $\bar{v}$  o volume da água contida no tanque, em  $m^3$ ,  $\bar{t}$  o tempo para atingir o volume da água desejado, em s,  $\bar{\rho}_1$  a densidade da água em  $kg/m^3$ ,  $\bar{c}_1$  o calor específico da água a pressão constante, em  $J/kg^\circ C$  e  $\overline{\Delta T}$  a diferença de temperaturas entre a saída e a entrada do sistema de retirada de calor.

Sabendo que a precisão do termômetro digital é de  $0,05^\circ C$ , a do cronômetro é de  $0,05$  s, e a do tanque é de  $5.10^{-8} m^3$ , pode-se calcular o desvio médio de  $q$ , através da seguinte equação:

$$\frac{dm_q}{\bar{q}} = \frac{dm_v}{\bar{v}} + \frac{dm_t}{\bar{t}} + \frac{dm_{\rho_1}}{\bar{\rho}_1} + \frac{dm_{c_1}}{\bar{c}_1} + \frac{dm_{\Delta T}}{\overline{\Delta T}} \quad (3.3)$$

sendo  $dm$  o desvio médio.

Encontrando o  $dm_q$ , pode-se estimar o erro porcentual através da expressão abaixo:

$$\varepsilon = \left( \frac{dm_q}{\bar{q}} \right) \cdot 100 \quad (3.4)$$

Um exemplo do cálculo da estimativa de erro é realizado para o seguinte caso:

$\bar{q} = 204,2W$
$\bar{v} = 0,0005m^3$
$\bar{t} = 277,5s$
$\overline{\Delta T} = 27,1^\circ C$

Encontram-se os seguintes valores:

$$q = (204,2 \pm 2,3)W$$

$$\varepsilon = 1,1\%$$

Já neste outro exemplo:

$\bar{q} = 148,4W$
$\bar{v} = 0,0005m^3$
$\bar{t} = 15,5s$
$\overline{\Delta T} = 1,1^\circ C$

Encontram-se o seguintes valores:

$$\bar{q} = (148,4 \pm 15,1)W$$

$$\varepsilon = 10,2\%$$

Observa-se que para o segundo exemplo o erro aumentou substancialmente; esse fato deve-se ao pequeno valor do gradiente de temperatura, ou seja, para altos valores de vazão da água de resfriamento (o que ocasiona pequenos valores de gradiente de temperatura), o valor da taxa de transferência de calor real é menos precisa. Assim, cuidados especiais foram tomados para não trabalhar com pequenos gradientes de temperatura, e as medidas experimentais puderam ser coletadas para o teste do programa computacional, como mostra a Figura 3.5.

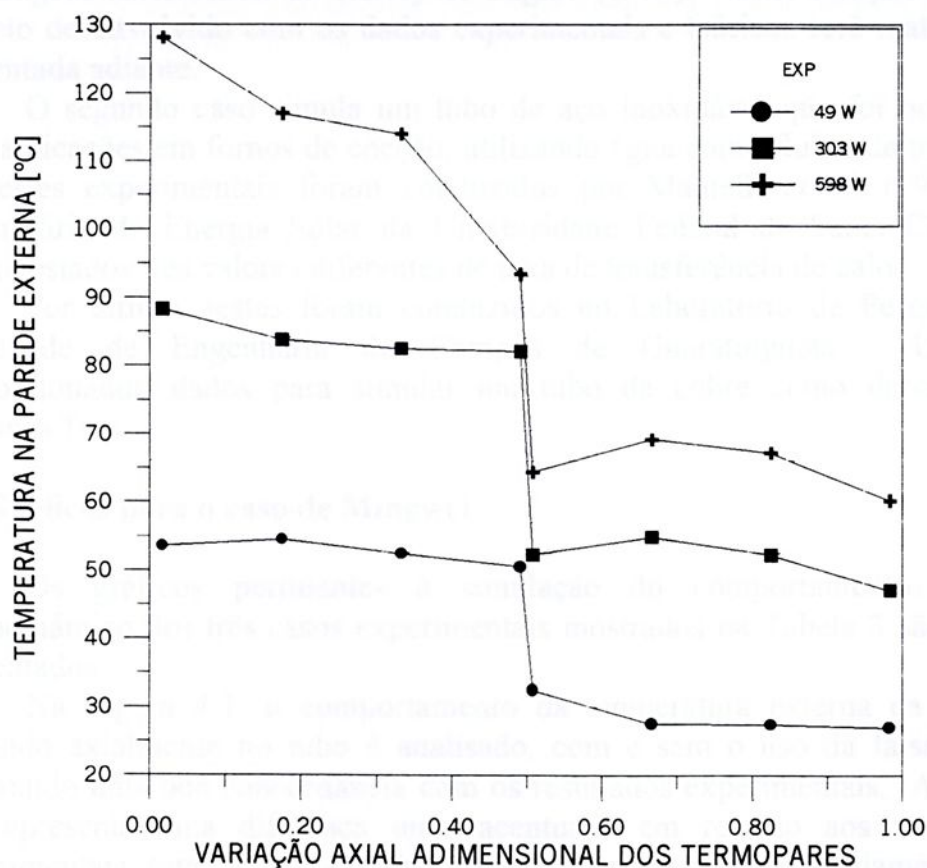


FIGURA 3.5 – Resultados experimentais

## 4 AVALIAÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL

### 4.1 Introdução

Com o intuito de promover uma rigorosa avaliação na modelagem matemática utilizada para representar os processos termo-hidrodinâmicos ocorridos no interior de um termossifão, de formato geométrico cilíndrico e operando na vertical, utilizando água como fluido de trabalho, três casos distintos foram analisados.

O primeiro caso simula um tubo de aço temperado testado experimentalmente por Mingwei *et al.* (1991), que serviu de parâmetro para a modelagem matemática de Harley & Faghri (1994). Uma comparação do modelo desenvolvido com os dados experimentais e teóricos será realizada e comentada adiante.

O segundo caso simula um tubo de aço inoxidável que foi projetado para aplicações em fornos de cocção, utilizando água como fluido de trabalho. Os testes experimentais foram conduzidos por Mantelli *et al.* (1999) no Laboratório de Energia Solar da Universidade Federal de Santa Catarina, sendo testados três valores diferentes de taxa de transferência de calor.

Por último, testes foram conduzidos no Laboratório de Pesquisa da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá - UNESP, proporcionando dados para simular um tubo de cobre como descrito no Capítulo Três.

### 4.2 Gráficos para o caso de Mingwei

Os gráficos pertinentes à simulação do comportamento termo-hidrodinâmico dos três casos experimentais mostrados na Tabela 3 são agora comentados.

Na Figura 4.1, o comportamento da temperatura externa da parede variando axialmente no tubo é analisado, com e sem o uso da falsa fonte, mostrando uma boa concordância com os resultados experimentais. A região que apresenta uma diferença mais acentuada em relação aos resultados experimentais está compreendida entre 0,32 e 0,61 aproximadamente em relação ao comprimento. A manutenção da altura do reservatório de líquido fixa (0,32) em conjunto com o degrau de temperatura que surge para satisfazer o modelo provoca o surgimento da região de maior diferença. Fisicamente, o aparecimento de temperaturas superiores na região do reservatório de líquido é coerente, devido aos processos termo-hidrodinâmicos característicos desta região, e isso foi verificado experimentalmente por Mantelli *et al.* (1999). Já nos resultados de Harley & Faghri (1994), o mesmo não acontece, como pode ser visto na Figura 2.2, pois no respectivo modelo não há reservatório de líquido e conseqüentemente o termossifão tende a uniformizar a temperatura, não conseguindo assim capturar um degrau de temperatura mais acentuado,

aparecendo até uma região (0,4 m a 0,5 m), cujos valores numéricos sobrepõem-se aos experimentais. O primeiro patamar apresentado na solução numérica (0 a 0,32), representa as temperaturas externas da região do reservatório de líquido, lembrando que esta região foi modelada internamente através do cálculo do coeficiente de transferência de calor, desenvolvido especificamente para pequenos reservatórios, onde os resultados numéricos acabam sendo influenciados pela margem de erro das expressões usadas.

TABELA 3 – Dados técnicos dos termossifões testados

Dados Técnicos	Mingwei	UFSC	UNESP-FEG
Material do tubo	aço temperado	aço inoxidável	cobre
fluido de trabalho	água	água	água
Carga de enchimento	32% do volume total	10% do volume total	40% do volume total
Comprimento Total [m]	0,66	1,22	0,60
Comprimento do evaporador [m]	0,30	0,21	0,30
Comprimento da seção adiabática [m]	0,12	0,06	xxx
Comprimento do condensador [m]	0,24	0,95	0,30
Diâmetro externo [m]	0,032	0,01905	0,01905
Diâmetro interno [m]	0,026	0,01705	0,01730
Inclinação	vertical	vertical	vertical
Potências testadas [W]	268	50 300 600	49 303 598

Além disso, um problema que pode vir a aumentar a imprecisão dos resultados numéricos é a falsa leitura dos termopares contidos nessa região do evaporador, pois dependendo da montagem experimental, os termopares ficam sujeitos à influência da radiação térmica, obtendo assim valores superestimados de temperatura. Uma avaliação quantitativa do assunto comentado torna-se necessária, porém, devido à falta de maiores detalhes na literatura isto não é possível.



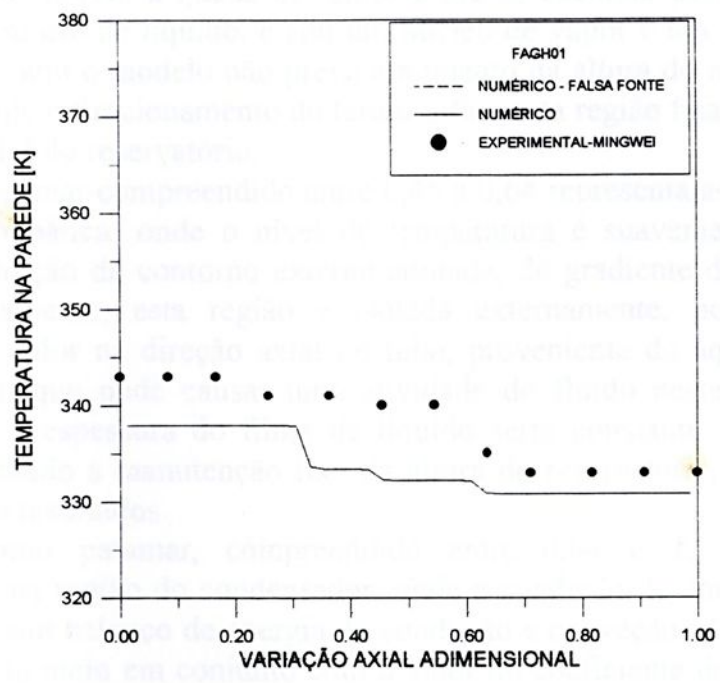


FIGURA 4.1 - Temperatura externa na parede versus variaçao axial

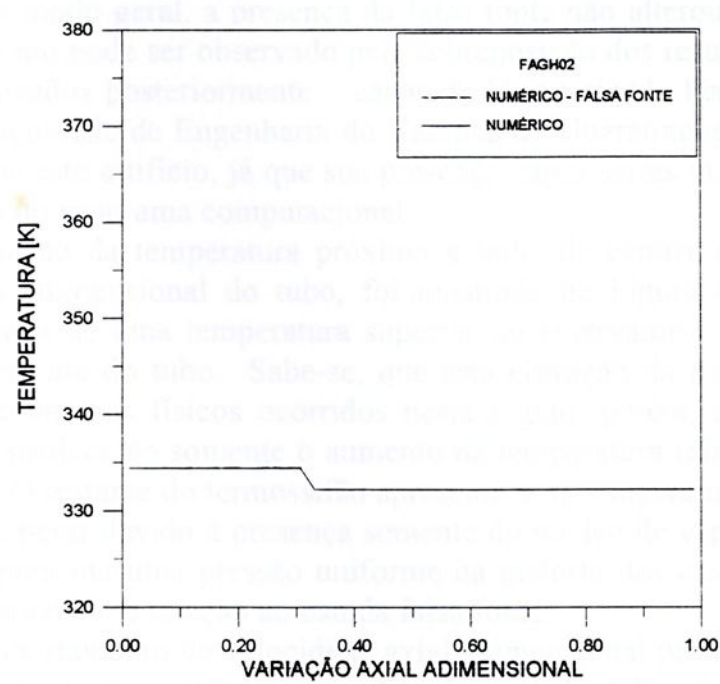


FIGURA 4.2 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variaçao axial

O patamar seguinte, compreendido entre 0,32 e 0,45, ainda é a região do evaporador, porém a queda de temperatura se acentua, pois nesta região não há reservatório de líquido, e sim um núcleo de vapor e um delgado filme de líquido. Como o modelo não prevê o aumento da altura do reservatório de líquido, durante o funcionamento do termossifão, esta região fica sendo função da altura inicial do reservatório.

Já o patamar compreendido entre 0,45 a 0,64 representa as temperaturas da região adiabática, onde o nível de temperatura é suavemente abaixado, devido à condição de contorno externa adotada, de gradiente de temperatura nulo. Fisicamente, esta região é isolada externamente, porém há uma condução de calor na direção axial no tubo, proveniente do aquecimento do evaporador, o que pode causar uma atividade do fluido nesta região, onde teoricamente a espessura do filme de líquido seria constante. Este tipo de atividade, somado à manutenção fixa da altura do reservatório, pode auxiliar no desvio dos resultados.

O último patamar, compreendido entre 0,64 e 1, representa as temperaturas na região do condensador, onde a condição de contorno externa usada, foi de um balanço de energia de condução e convecção. Nesta região, a temperatura do meio em conjunto com o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção externo, acabam sendo importantes fatores na determinação do campo de temperatura do termossifão. Nota-se uma boa concordância entre o resultado numérico e experimental.

De um modo geral, a presença da falsa fonte não alterou os resultados numéricos, como pode ser observado pela sobreposição dos resultados. Assim os testes realizados posteriormente – casos da Universidade Federal de Santa Catarina e Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá - UNESP - não terão mais este artifício, já que sua presença causa serias instabilidades na convergência do programa computacional.

A variação da temperatura próxima a linha de centro, em relação ao comprimento adimensional do tubo, foi mostrada na Figura 4.2, onde fica clara a presença de uma temperatura superior no reservatório de líquido em relação ao restante do tubo. Sabe-se, que esta elevação da temperatura está ligada aos fenômenos físicos ocorridos nesta região, porém, no modelo foi levado em consideração somente o aumento da temperatura relativo à pressão hidrostática. O restante do termossifão apresenta uma temperatura uniforme, o que é de se esperar devido à presença somente do núcleo de vapor, que é uma região que apresenta uma pressão uniforme na maioria dos casos. Nenhuma variação foi notada em relação ao uso da falsa fonte.

O comportamento da velocidade axial adimensional próxima à linha de centro, em relação ao comprimento adimensional do tubo, foi mostrada na Figura 4.3. Nota-se que o gráfico não mostra a região do reservatório de líquido, onde não foi calculado o campo de velocidade e pequenas variações surgem devido ao uso da falsa fonte. A região inicial (0,32) que representa a interface reservatório de líquido-núcleo de vapor, fornece o valor da velocidade -

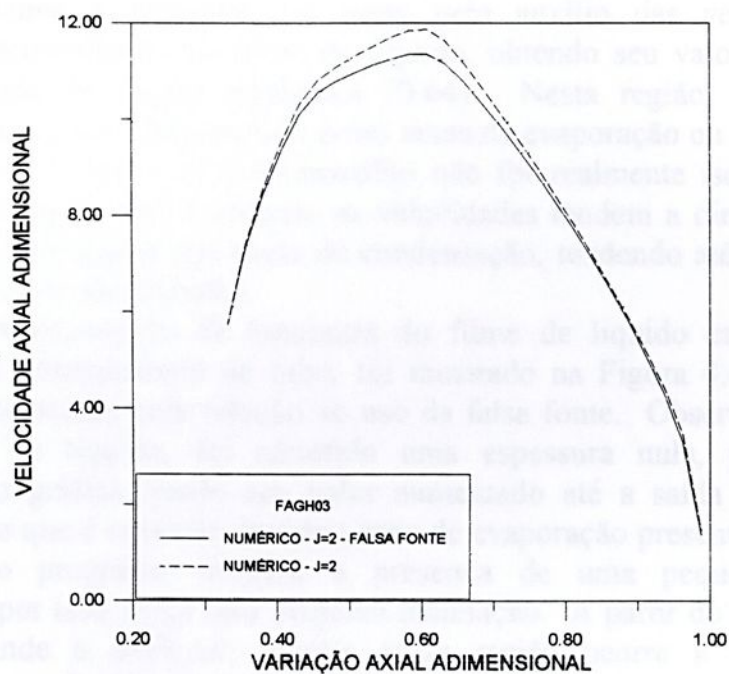


FIGURA 4.3 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial

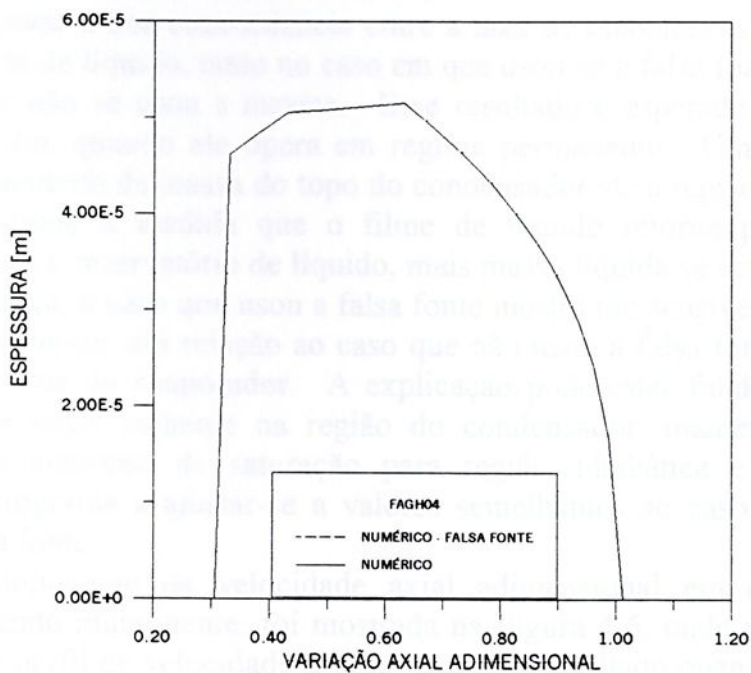


FIGURA 4.4 - Espessura do filme de líquido versus variação axial

de de injeção no núcleo de vapor, quando o fluido muda de fase. Essa velocidade tende a aumentar em parte pelo auxílio das velocidades de evaporação provenientes do filme de líquido, obtendo seu valor máximo na seção de saída da região adiabática (0,64). Nesta região, o campo de velocidade fica pouco influenciado pelas taxas de evaporação ou condensação, que podem vir a existir se o termossifão não for realmente isolado. Desta seção até o final, ocorre o inverso, as velocidades tendem a diminuir devido em parte pela influência das taxas de condensação, tendendo até zero quando atingem o final do termossifão.

O comportamento da espessura do filme de líquido em relação ao comprimento adimensional do tubo, foi mostrado na Figura 4.4. Nenhuma diferença é detectada com relação ao uso da falsa fonte. Observa-se, que no reservatório de líquido, foi admitido uma espessura nula, para fins de representação gráfica, tendo seu valor aumentado até a saída da seção do evaporador, o que é coerente devido a taxa de evaporação presente. Na região adiabática, o programa simulou a presença de uma pequena taxa de evaporação, por isso surge uma pequena inclinação. A partir do ponto 0,64, a espessura tende a diminuir, porque nesta região ocorre a condensação, lembrando que o limite é a tampa do condensador, quando a espessura é zero. Deve-se observar, que a espessura é influenciada pela ação da gravidade, porque o tubo opera na vertical.

A taxa de escoamento da massa variando com o comprimento do tubo foi mostrada na Figura 4.5, onde uma pequena diferença é notada com relação ao uso da falsa fonte, devido à variação do campo de velocidade. É importante notar a boa concordância entre a taxa de escoamento da massa de vapor e massa de líquido, tanto no caso em que usou-se a falsa fonte quanto no caso em que não se usou a mesma. Esse resultado é esperado em todas as seções do tubo, quando ele opera em regime permanente. Um aumento da taxa de escoamento da massa do topo do condensador até a região adiabática é esperado, porque à medida que o filme de líquido retorna pela ação da gravidade para o reservatório de líquido, mais massa líquida se acumula. Já na seção adiabática, o caso que usou a falsa fonte mostra um sensível aumento da taxa de escoamento, em relação ao caso que não usou a falsa fonte, à medida que se aproxima do evaporador. A explicação pode estar fundamentada no uso da falsa fonte somente na região do condensador, mantendo assim a condição de contorno de saturação para região adiabática e evaporador, levando o programa a ajustar-se a valores semelhantes ao caso que não foi usada a falsa fonte.

A componente da velocidade axial adimensional em determinadas seções, variando radialmente, foi mostrada na Figura 4.6, onde uma pequena diferença no perfil de velocidade está presente no resultado quando do uso ou não da falsa fonte no perfil para seção adiabática. Como esperado, na seção adiabática os maiores perfis de velocidade estão presentes, satisfazendo a equação da conservação de massa, enquanto efeitos de escoamento em contra-

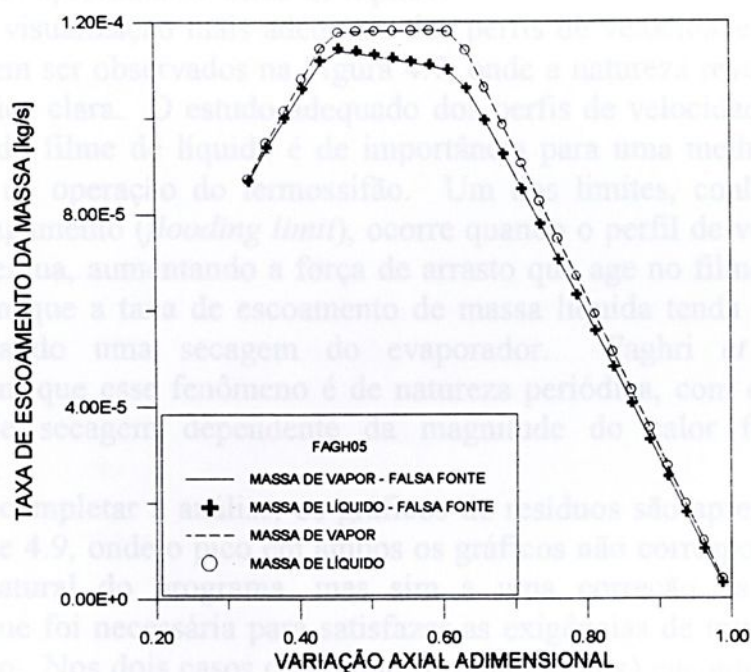


FIGURA 4.5 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial

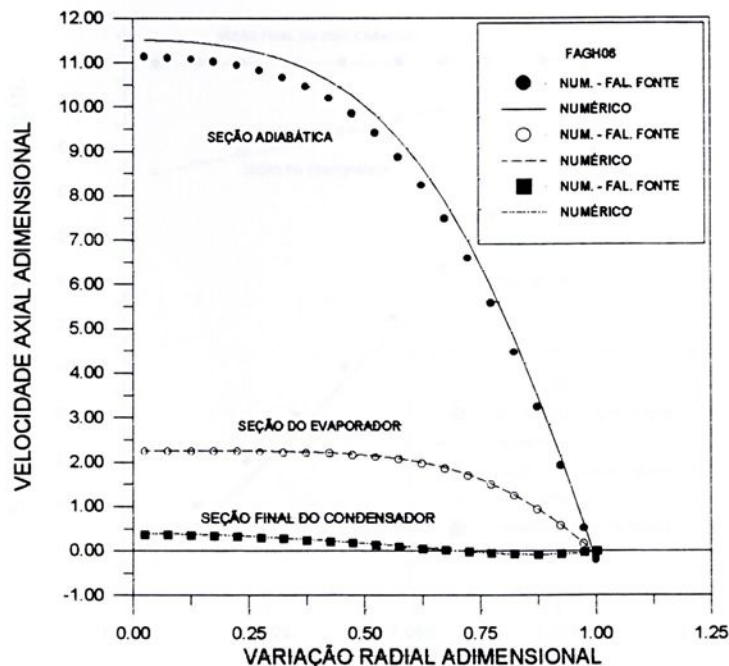


FIGURA 4.6 - Velocidades axiais versus variação radial\*

\*  $Re_r=1,5$  (Faghri normal) e  $Re_r=1,4$  (Faghri falsa fonte)

corrente do vapor podem ser observados na seção final do condensador, à medida que se aproxima do filme de líquido.

Uma visualização mais adequada dos perfis de velocidade no filme de líquido podem ser observados na Figura 4.7, onde a natureza reversa do filme de líquido fica clara. O estudo adequado dos perfis de velocidade do núcleo de vapor e do filme de líquido é de importância para uma melhor avaliação dos limites de operação do termossifão. Um dos limites, conhecido como limite de alagamento (*flooding limit*), ocorre quando o perfil de velocidade do vapor se acentua, aumentando a força de arrasto que age no filme de líquido, fazendo com que a taxa de escoamento de massa líquida tenda a zero. Isto acaba causando uma secagem do evaporador. Faghri *et al.* (1989) determinaram que esse fenômeno é de natureza periódica, com o período de oscilação de secagem dependente da magnitude do calor fornecido ao termossifão.

Para completar a análise, os gráficos de resíduos são apresentados nas Figuras 4.8 e 4.9, onde o pico em ambos os gráficos não correspondem a uma oscilação natural do programa, mas sim a uma correção da pressão de referência que foi necessária para satisfazer as exigências de transferência de calor do tubo. Nos dois casos o máximo resíduo (soraux) encontrado em todo o campo, foi relativamente baixo quando comparado com o máximo resíduo médio inicial.

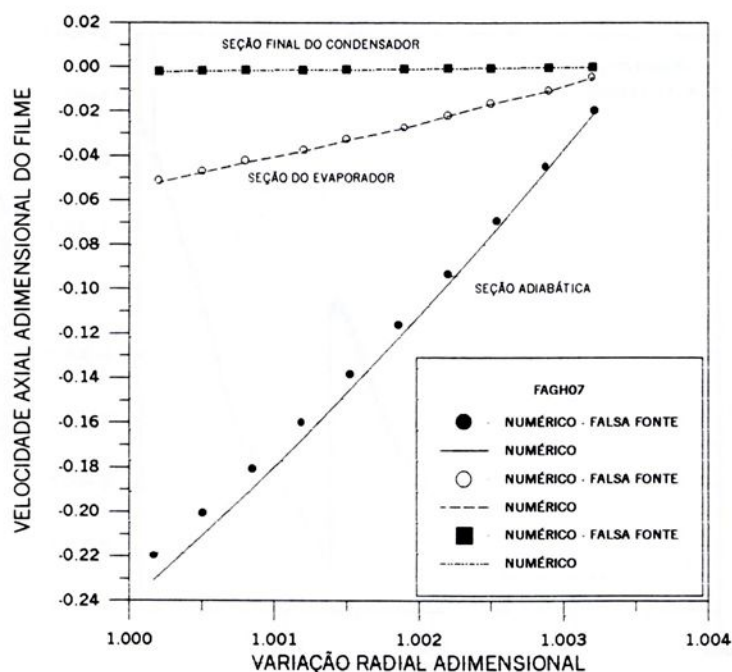


FIGURA 4.7 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial\*

\*  $Rer=1,5$  (Faghri normal) e  $Rer=1,4$  (Faghri falsa fonte)

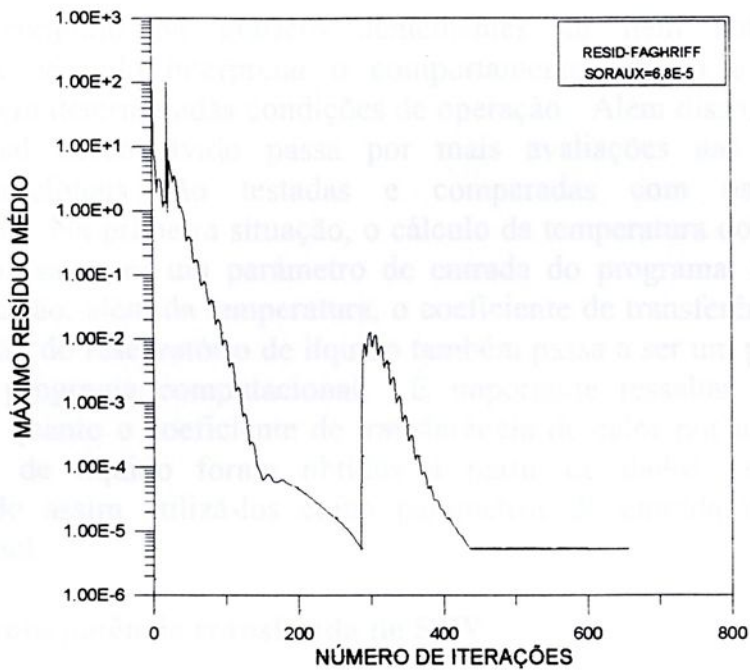


FIGURA 4.8 - Máximo resíduo médio versus número de iterações usando a falsa fonte

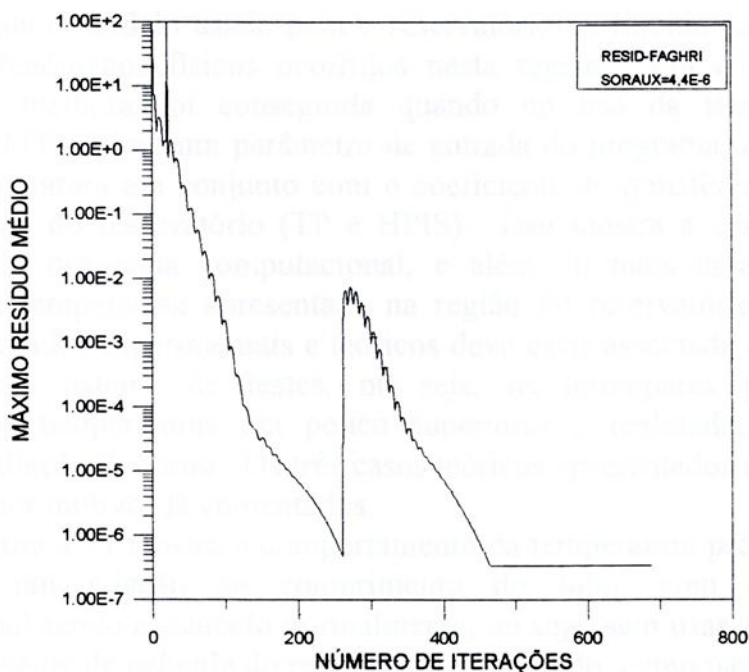


FIGURA 4.9 - Máximo resíduo médio versus número de iterações sem a falsa fonte

### 4.3 Gráficos para os casos da Universidade Federal de Santa Catarina

Um conjunto de gráficos semelhantes ao item anterior serão apresentados, visando interpretar o comportamento interno e externo do termossifão em determinadas condições de operação. Além disso, o programa computacional desenvolvido passa por mais avaliações nas quais duas situações adicionais são testadas e comparadas com os resultados experimentais. Na primeira situação, o cálculo da temperatura do reservatório de líquido passa a ser um parâmetro de entrada do programa, enquanto na segunda situação, além da temperatura, o coeficiente de transferência de calor por convecção do reservatório de líquido também passa a ser um parâmetro de entrada do programa computacional. É importante ressaltar que tanto a temperatura quanto o coeficiente de transferência de calor por convecção do reservatório de líquido foram obtidos a partir de dados experimentais, possibilitando assim utilizá-los como parâmetros de entrada no programa computacional.

#### 4.3.1 Caso com potência transferida de 50W

Na Figura 4.10, o comportamento da temperatura externa do termossifão em relação ao comprimento adimensional do mesmo foi avaliado com dados experimentais de um tubo transferindo 50 W. O teste numérico não apresentou uma boa concordância com os resultados experimentais, mostrando que o modelo usado para o reservatório de líquido não conseguiu simular os fenômenos físicos ocorridos nesta região. Em contraste, uma significativa melhora foi conseguida quando do uso da temperatura do reservatório (TP), como um parâmetro de entrada do programa, e também no caso da temperatura em conjunto com o coeficiente de transferência de calor por convecção do reservatório (TP e HPIS). Isso mostra a consistência da montagem do programa computacional, e além do mais uma parcela da diferença de temperatura apresentada na região do reservatório de líquido, entre os resultados experimentais e teóricos deve estar associada à maneira da montagem do sistema de testes, ou seja, os termopares podem estar determinando temperaturas um pouco superiores à realidade, devido aos efeitos de radiação do forno. Os três casos teóricos apresentados não usaram a falsa fonte, por motivos já comentados.

A Figura 4.11 mostra o comportamento da temperatura próxima à linha de centro, em relação ao comprimento do tubo, com o programa computacional sendo executado normalmente, ou seja, sem usar a temperatura nem o coeficiente de película do reservatório de líquido, como parâmetros de entrada. Nota-se uma temperatura superior na região do reservatório de líquido, o que é consistente com os estudos experimentais.

A componente de velocidade axial adimensional, próxima à linha de centro, está presente na Figura 4.12, onde as maiores velocidades estão nas re-



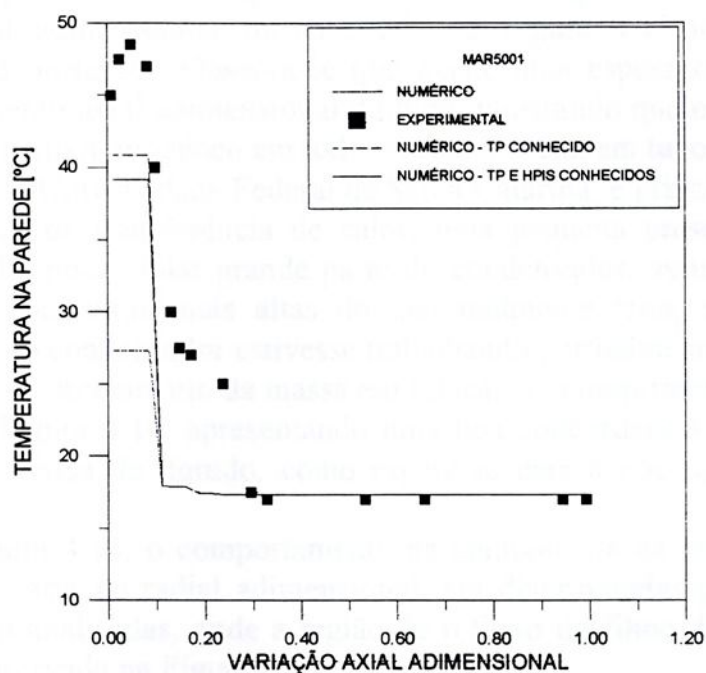


FIGURA 4.10 - Temperatura externa na parede versus variação axial

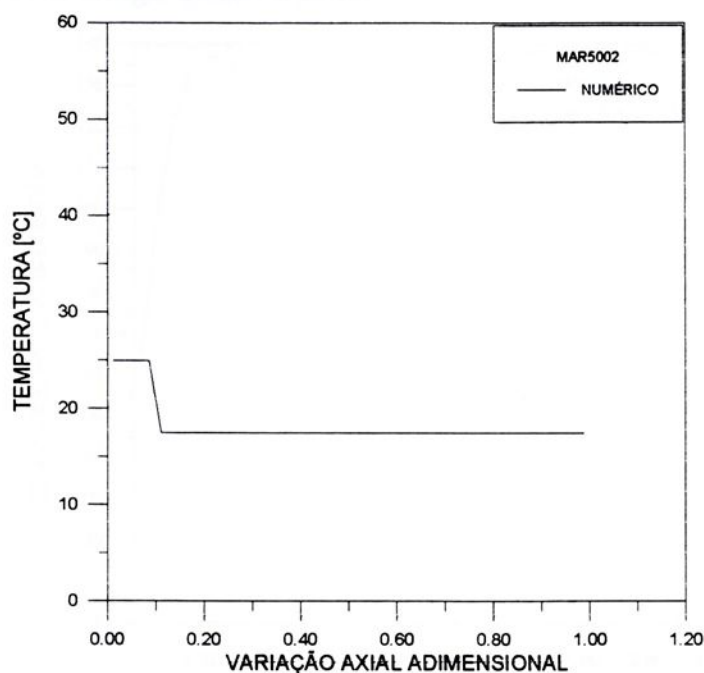


FIGURA 4.11 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial

giões próximas a seção adiabática.

O comportamento da espessura do filme de líquido em relação à sua variação axial adimensional foi mostrada na Figura 4.13, onde um perfil adequado está presente. Observa-se que existe uma espessura ao longo de todo comprimento axial adimensional do tubo, mostrando que o modelo prevê um funcionamento homogêneo em todo o tubo. Porém, em tubos longos como os testados pela Universidade Federal de Santa Catarina, e principalmente para pequenas taxas de transferência de calor, uma pequena presença de ar no interior do tubo pode isolar grande parte do condensador, assim o tubo pode apresentar temperaturas mais altas do que realmente teria, se todo o seu comprimento do condensador estivesse trabalhando normalmente.

A taxa de escoamento da massa em relação ao comprimento do tubo foi mostrado na Figura 4.14, apresentando uma boa concordância entre a massa de vapor e a massa de líquido, como espera-se para a operação em regime permanente.

Na Figura 4.15, o comportamento da componente da velocidade axial em relação à variação radial adimensional, em determinadas posições axiais do tubo foram analisadas, onde a região de refluxo do filme de líquido pode ser melhor observada na Figura 4.16.

Completando a análise, o gráfico de resíduo foi mostrado na Figura 4.17, com seu respectivo resíduo máximo em todo campo (soraux). Verifica-se que o máximo resíduo foi relativamente pequeno quando comparado com o máximo resíduo médio inicial, e uma única correção da pressão de referência foi necessária para atingir a convergência.

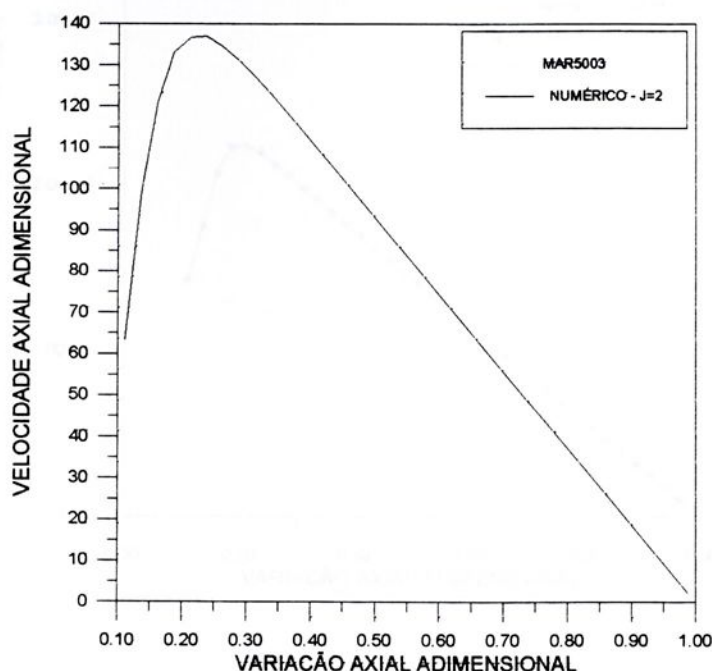


FIGURA 4.12 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial

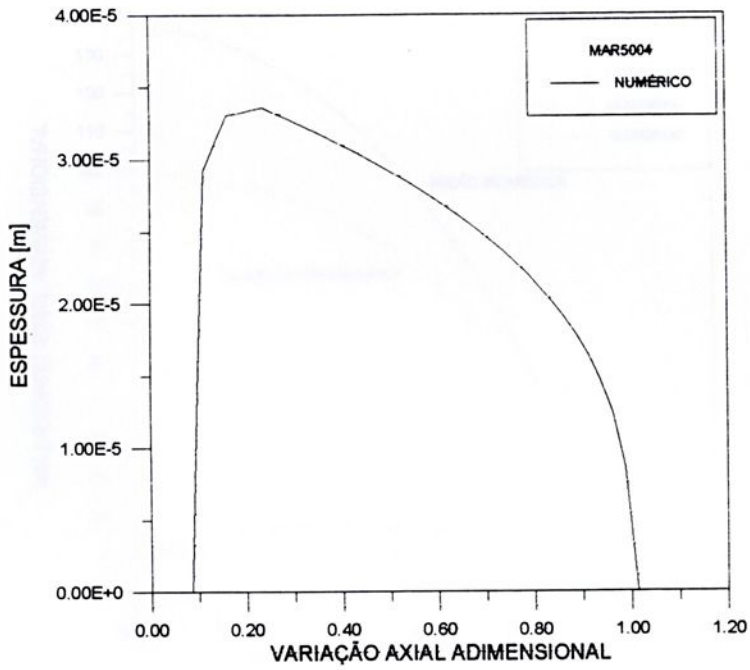


FIGURA 4.13 - Espessura do filme de líquido versus variação axial

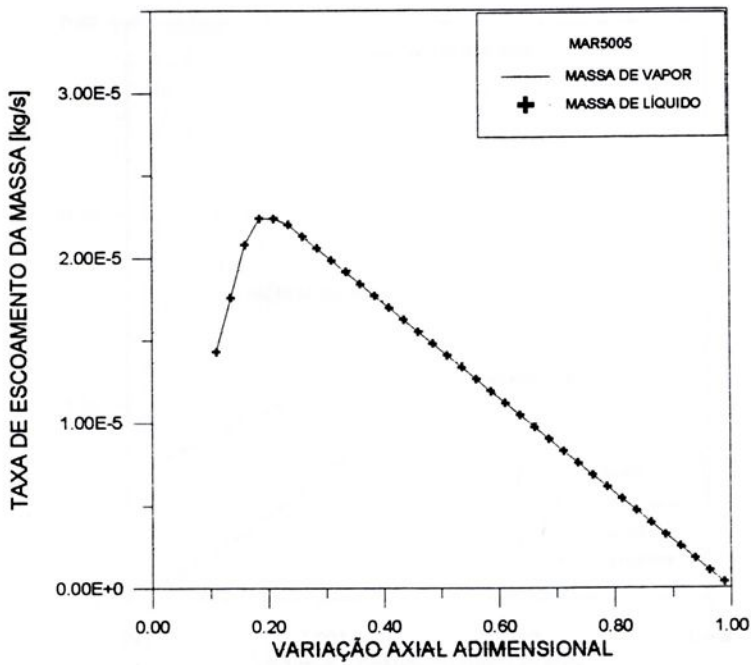


FIGURA 4.14 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial

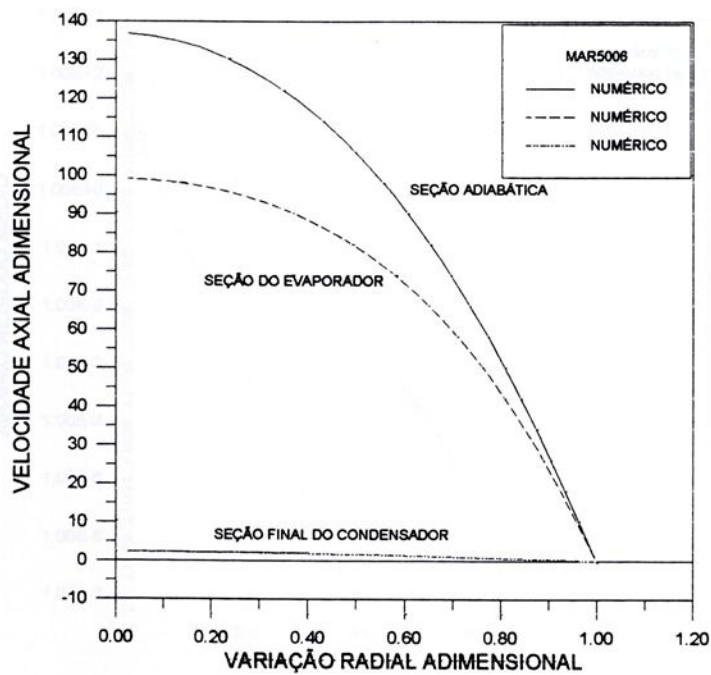


FIGURA 4.15 - Velocidades axiais versus variação radial\*

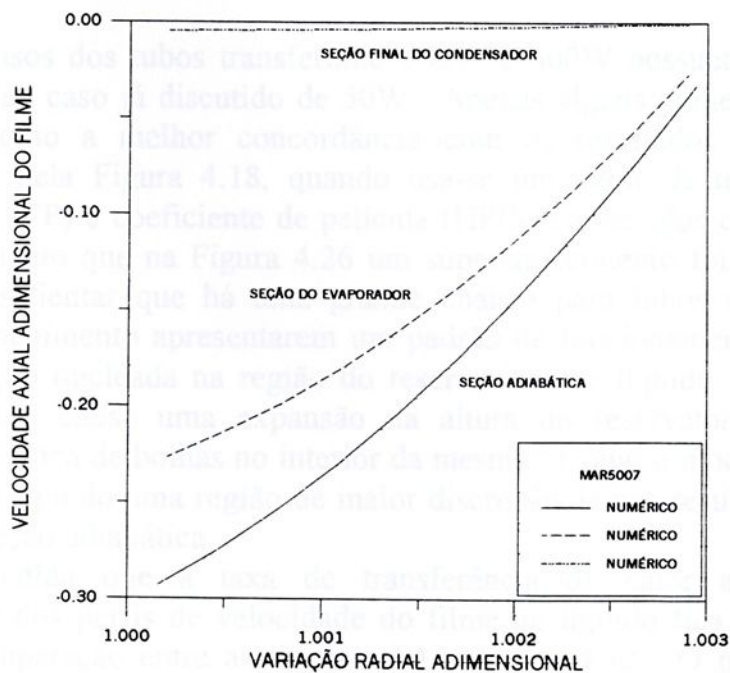


FIGURA 4.16 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial\*

\*  $Re_r=0,3$

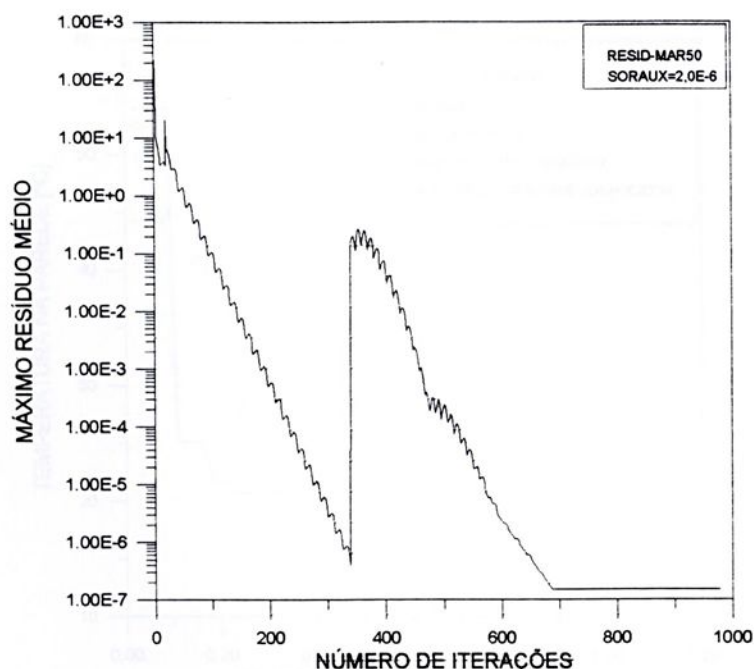


FIGURA 4.17 - Máximo resíduo médio versus número de iterações normal

#### 4.3.2 Caso com potência transferida de 300W

Os casos dos tubos transferindo 300W e 600W possuem uma análise semelhante ao caso já discutido de 50W. Apenas alguns comentários são de interesse, como a melhor concordância com os resultados experimentais apresentado pela Figura 4.18, quando usa-se um valor de temperatura do reservatório (TP) e coeficiente de película (HPIS) conhecidos em relação aos outros, enquanto que na Figura 4.26 um superaquecimento foi detectado. É importante salientar que há uma grande chance para tubos com pequenas cargas de enchimento apresentarem um padrão de funcionamento, conhecido como ebulição nucleada na região do reservatório de líquido. Esse tipo de funcionamento causa uma expansão na altura do reservatório de líquido devido a presença de bolhas no interior da mesma. Como o modelo não prevê isso, acaba surgindo uma região de maior discrepância nos resultados, sempre próxima à seção adiabática.

À medida que a taxa de transferência de calor aumenta, uma modificação dos perfis de velocidade do filme de líquido fica claro, quando faz-se a comparação entre as Figuras 4.16, 4.24 e 4.32. O perfil tende ao formato parabólico, enquanto as recirculações ficam mais intensas no núcleo de vapor, próximo à seção final do condensador. Nas curvas de máximo resíduo médio versus número de iterações, a característica principal foi que para o caso de 600W mostrado na Figura 4.33, o programa executou duas correções na pressão de referência para atingir a convergência.

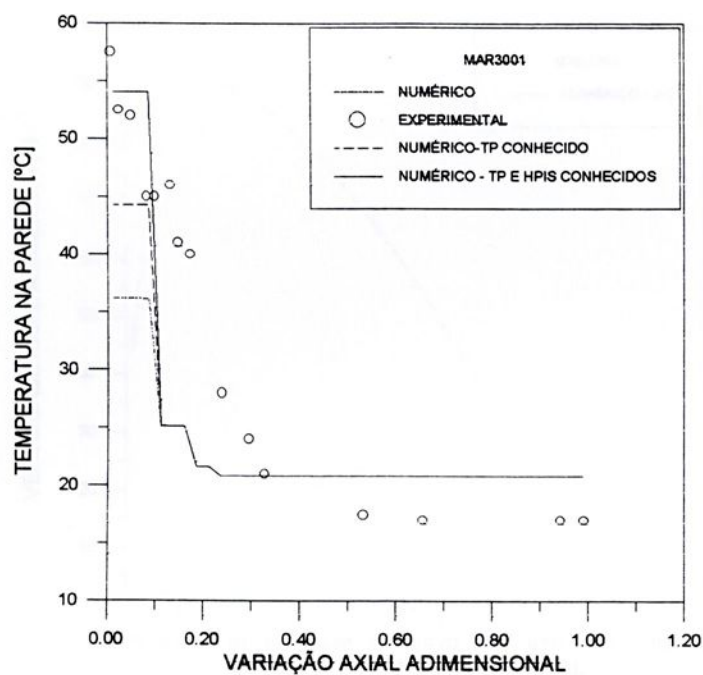


FIGURA 4.18 - Temperatura externa na parede versus variação axial

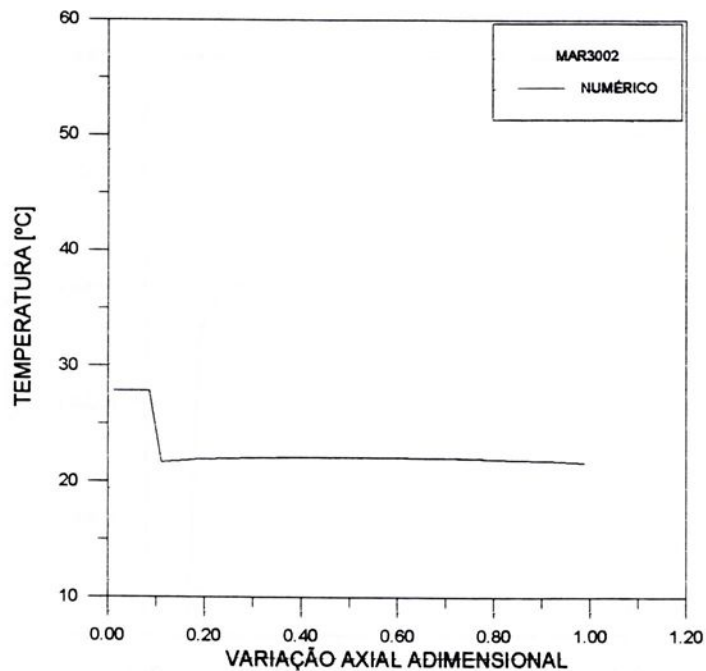


FIGURA 4.19 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial

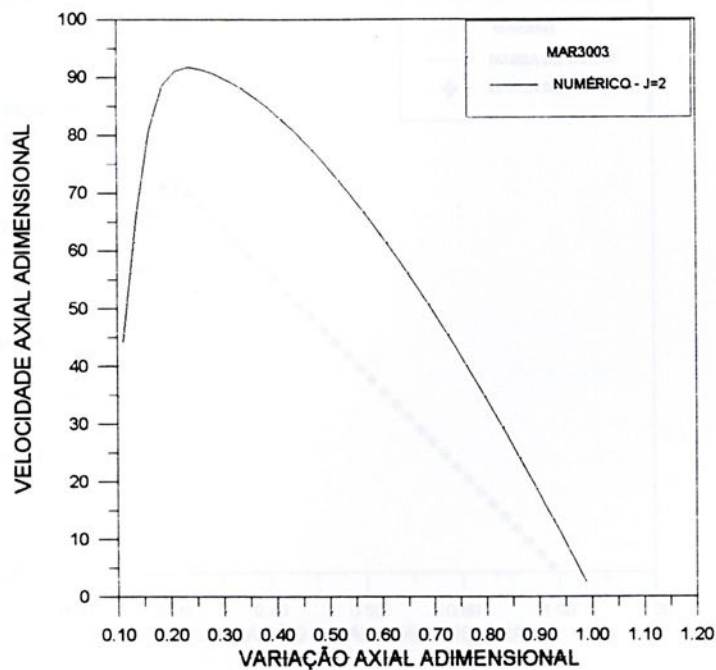


FIGURA 4.20 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial

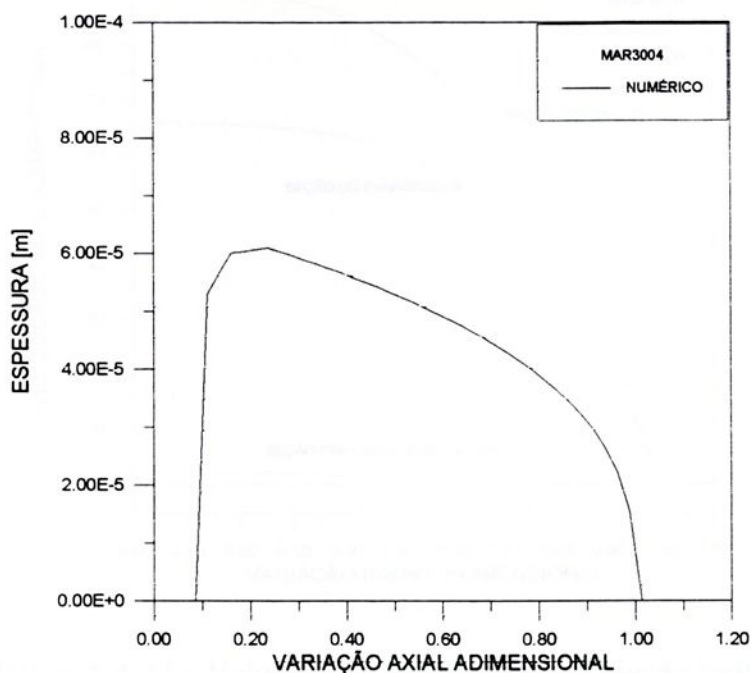


FIGURA 4.21 - Espessura do filme de líquido versus variação axial

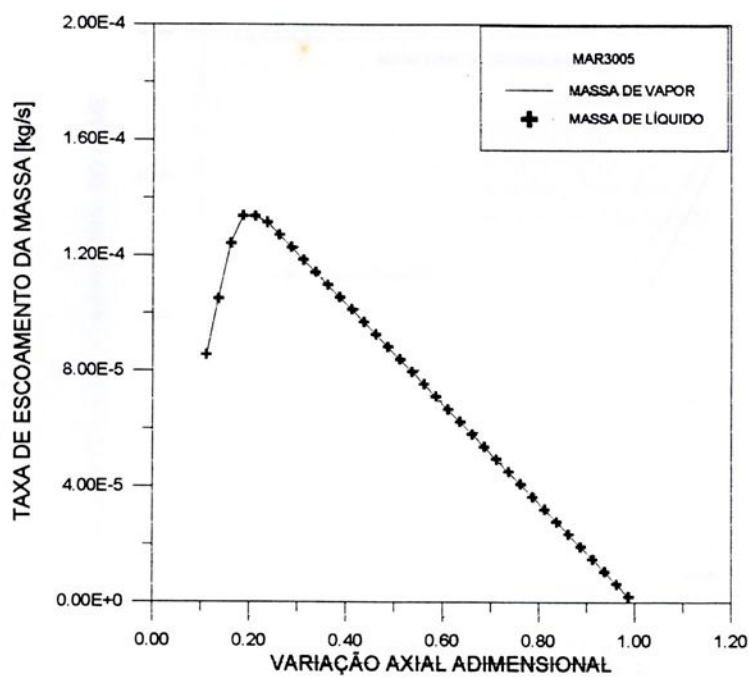


FIGURA 4.22 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial

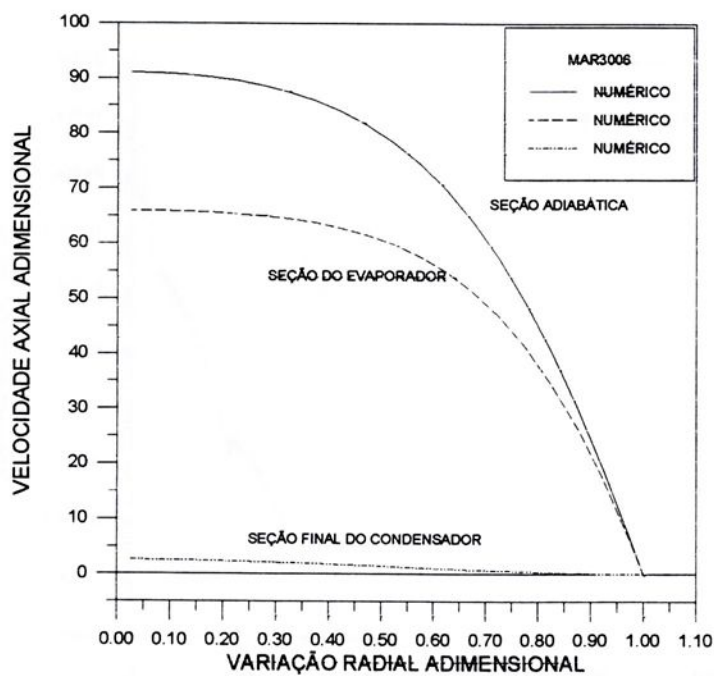


FIGURA 4.23 - Velocidades axiais versus variação radial\*

\*  $Re_r=2,0$

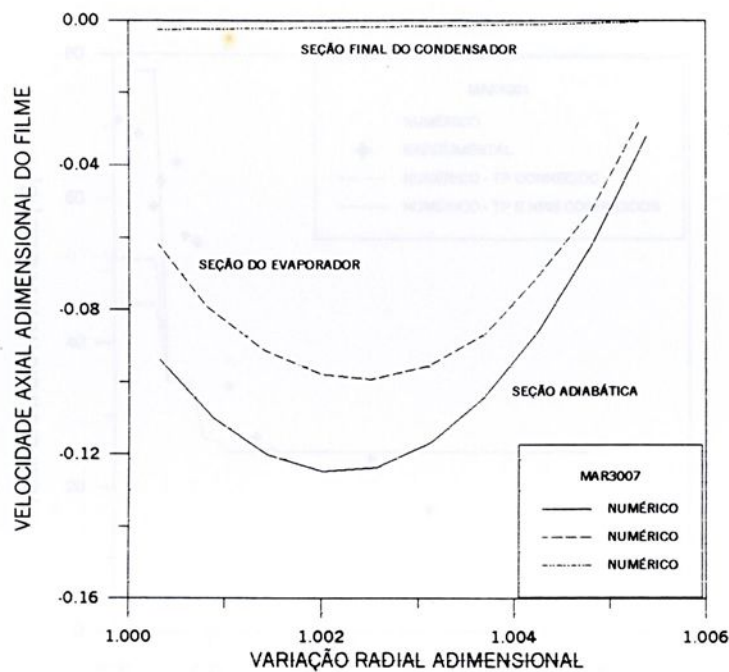


FIGURA 4.24 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial\*

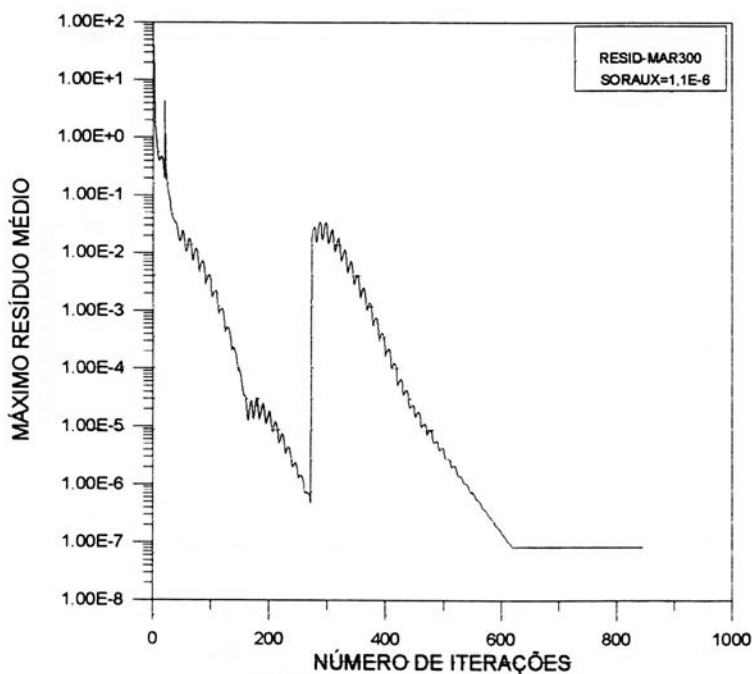


FIGURA 4.25 - Máximo resíduo médio versus número de iterações normal

\*  $Re_r=2,0$

### 4.3.3 Caso com potência transferida de 600W

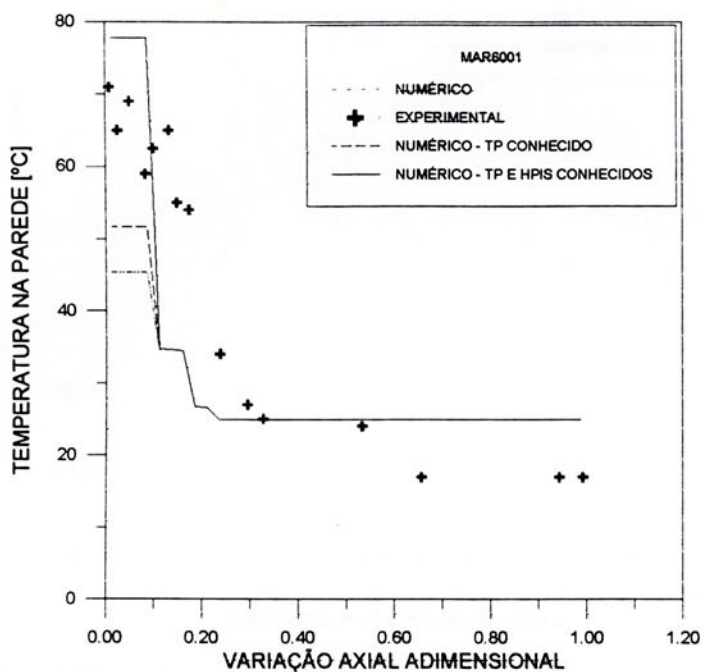


FIGURA 4.26 - Temperatura externa na parede versus variação axial

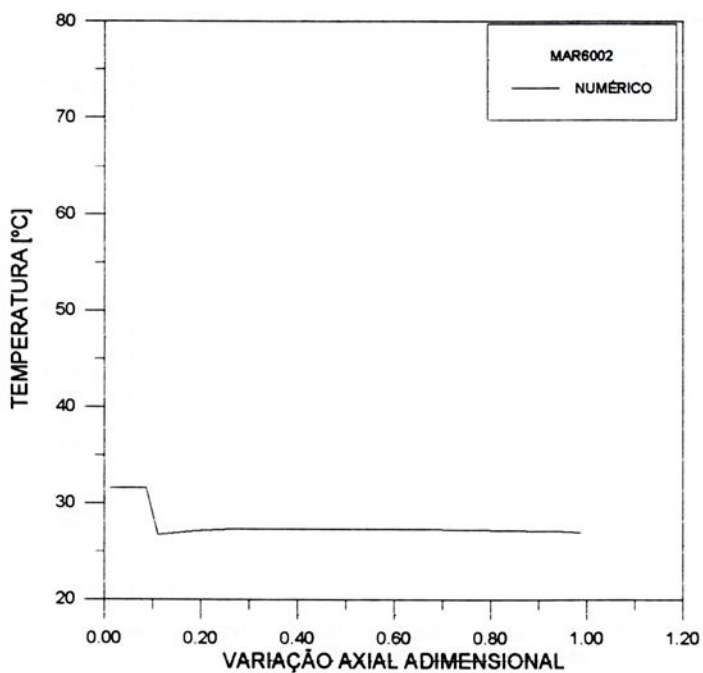


FIGURA 4.27 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial

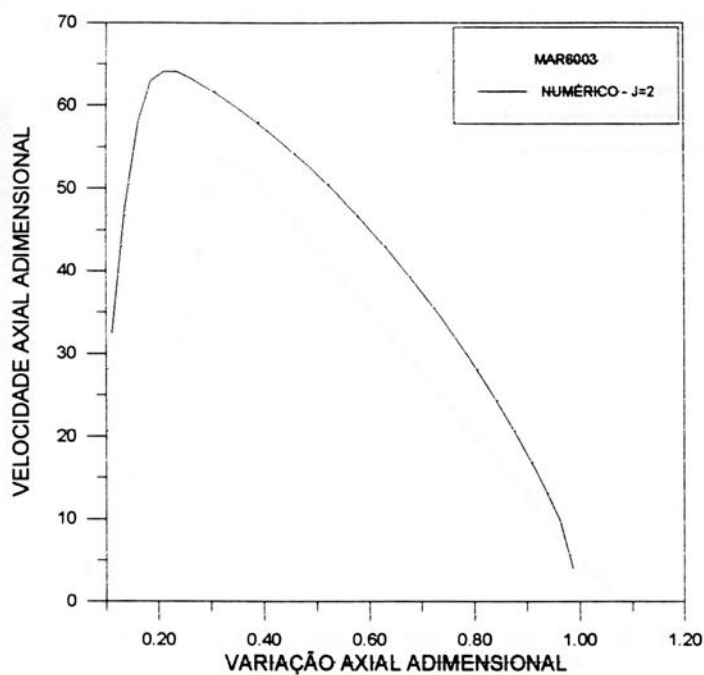


FIGURA 4.28 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial

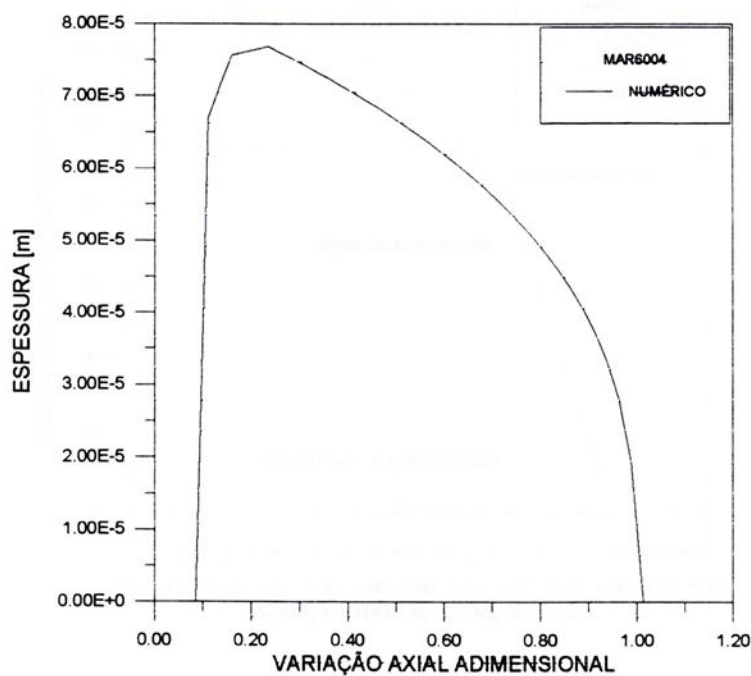


FIGURA 4.29 - Espessura do filme de líquido versus variação axial

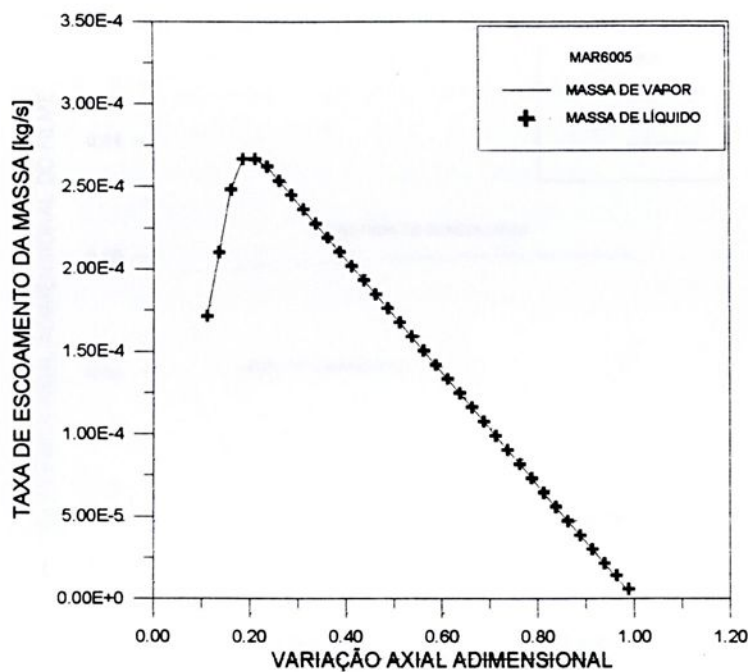


FIGURA 4.30 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial

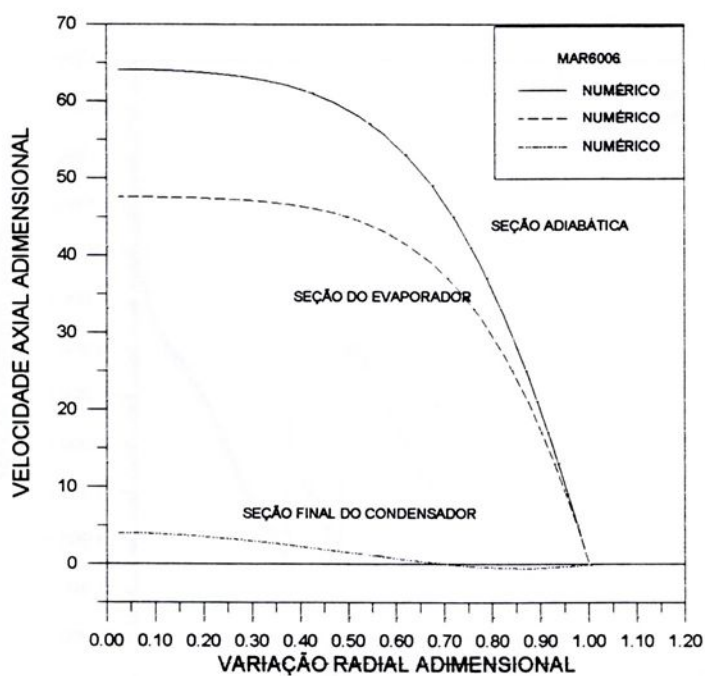


FIGURA 4.31 - Velocidades axiais versus variação radial\*

\*  $Re=4,1$

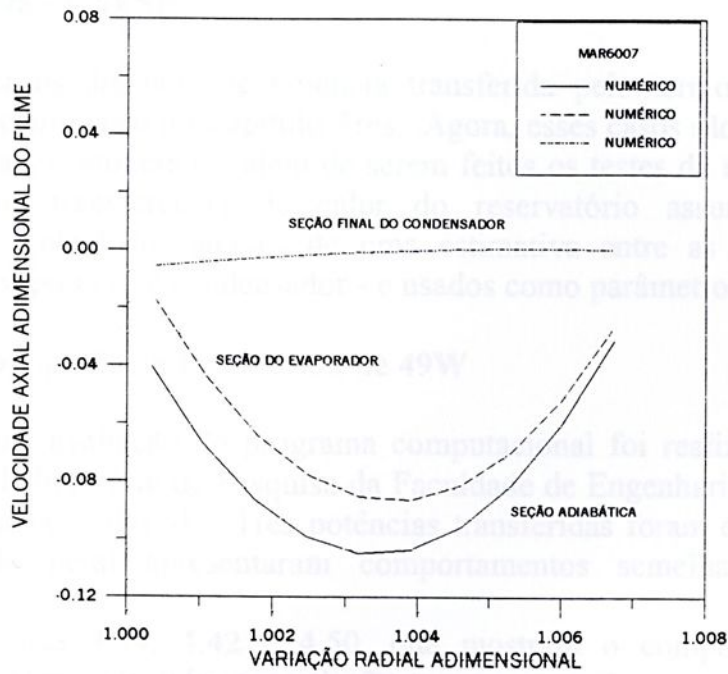


FIGURA 4.32 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial\*

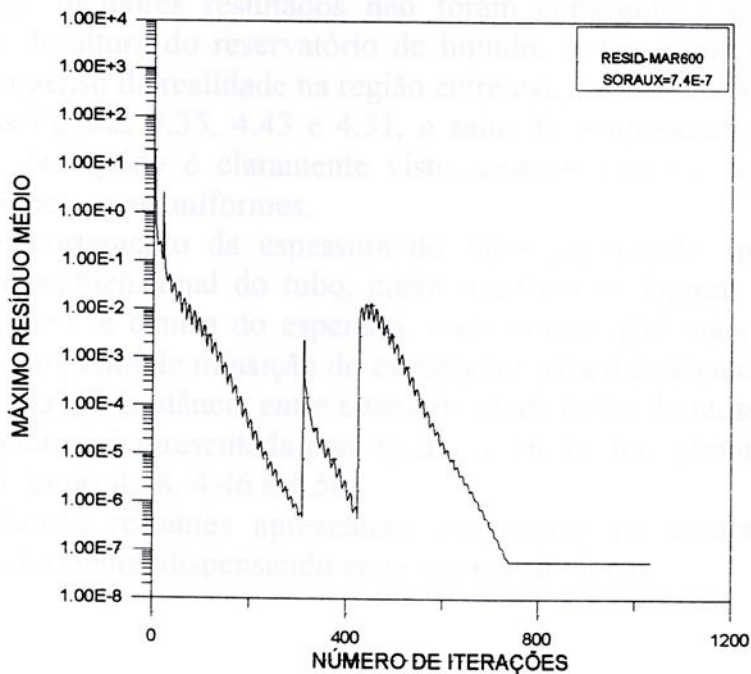


FIGURA 4.33 - Máximo resíduo médio versus número de iterações normal

\*  $Re_r=4,1$

## 4.4 Gráficos para os casos da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá - UNESP

Três casos distintos de potência transferida pelo termossifão foram examinados, como visto no Capítulo Três. Agora, esses casos são comparados com os resultados numéricos, além de serem feitos os testes de temperatura e coeficiente de transferência de calor do reservatório assumidos como conhecidos – calculados através de uma estimativa entre as temperaturas externas do evaporador e condensador - e usados como parâmetros de entrada.

### 4.4.1 Caso com potência transferida de 49W

A última avaliação do programa computacional foi realizada no tubo fabricado no Laboratório de Pesquisa da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá - UNESP. Três potências transferidas foram examinadas e de um modo geral apresentaram comportamentos semelhantes aos já discutidos.

As Figuras 4.34, 4.42 e 4.50, que mostram o comportamento da temperatura externa do tubo em relação ao seu comprimento adimensional, apresentam melhor concordância com os resultados experimentais para os casos onde a temperatura do reservatório (TP) e o coeficiente de película (HPIS) são parâmetros de entrada do programa. Como já mencionado anteriormente, melhores resultados não foram conseguidos provavelmente pela fixação da altura do reservatório de líquido, o que acaba causando um desvio mais intenso da realidade na região entre evaporador e condensador.

Já nas Figuras 4.35, 4.43 e 4.51, o salto de temperatura da região do reservatório de líquido é claramente visto, enquanto que a região restante apresenta temperaturas uniformes.

O comportamento da espessura do filme de líquido em relação ao comprimento adimensional do tubo, como mostram as Figuras 4.37, 4.45 e 4.53, apresentam-se dentro do esperado, onde uma região mais espessa está presente entre o ponto de transição do evaporador para o condensador.

Uma boa concordância entre a taxa de escoamento da massa de vapor e massa de líquido foi apresentada para operação em regime permanente, como mostram as Figuras 4.38, 4.46 e 4.54.

As Figuras restantes apresentam um padrão de comportamento já descrito anteriormente, dispensando comentários adicionais.

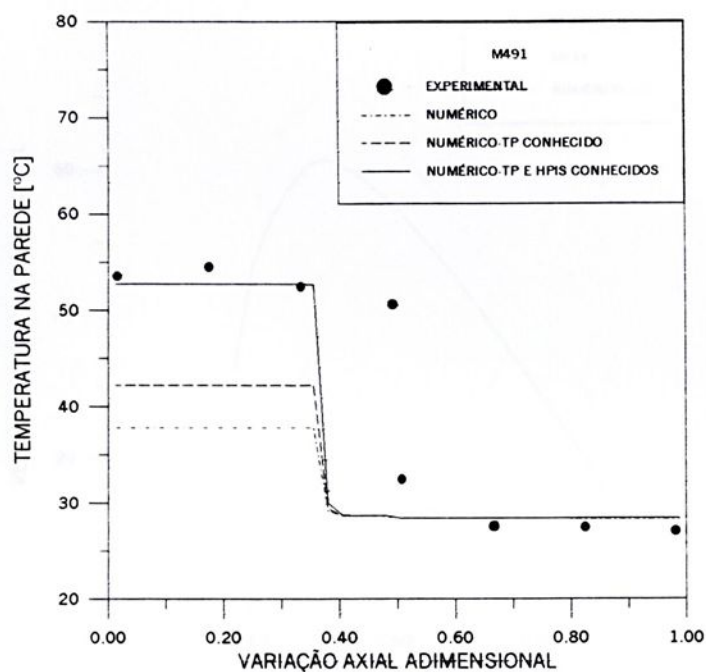


FIGURA 4.34 - Temperatura externa na parede versus variação axial

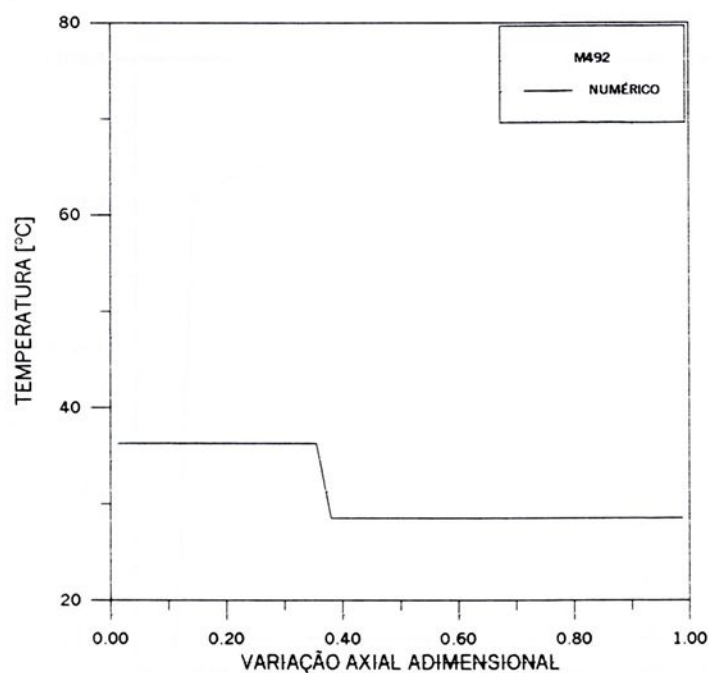


FIGURA 4.35 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial

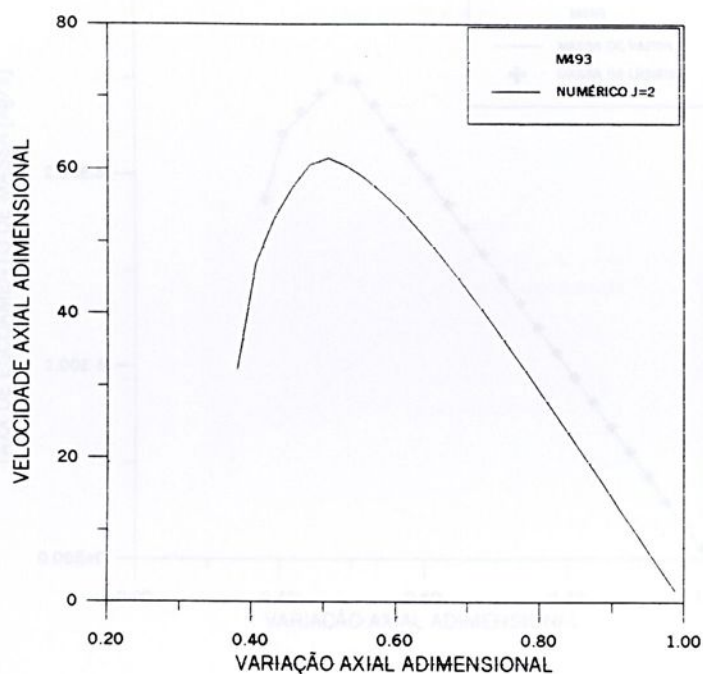


FIGURA 4.36 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial

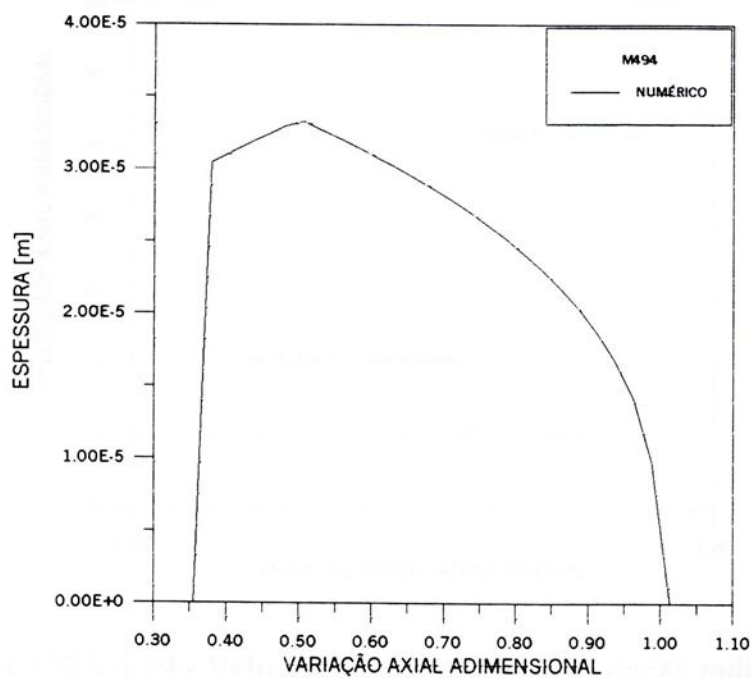


FIGURA 4.37 - Espessura do filme de líquido versus variação axial

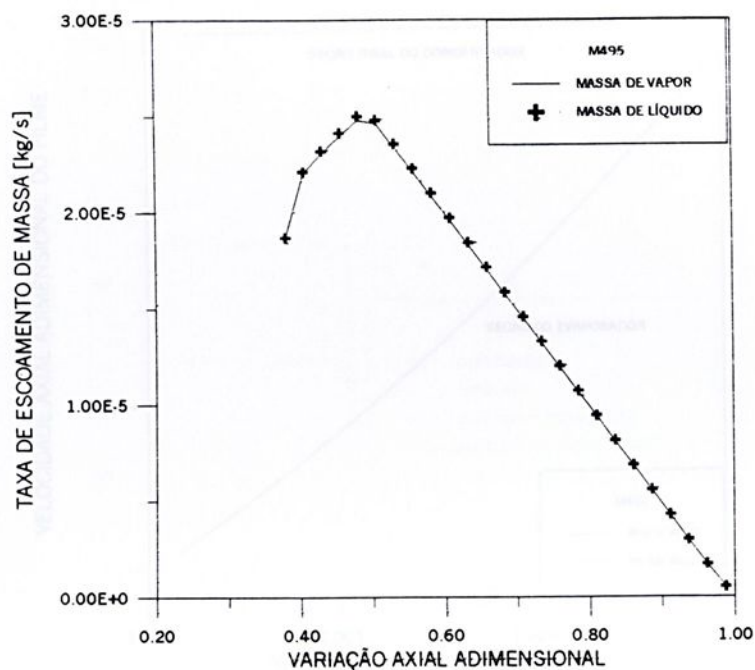


FIGURA 4.38 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial

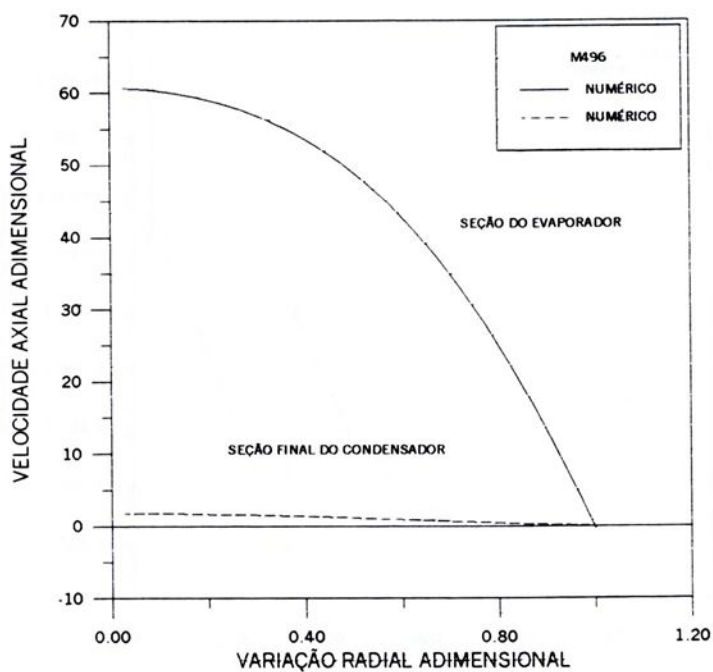


FIGURA 4.39 - Velocidades axiais versus variação radial\*

\*  $Re_r=0.4$

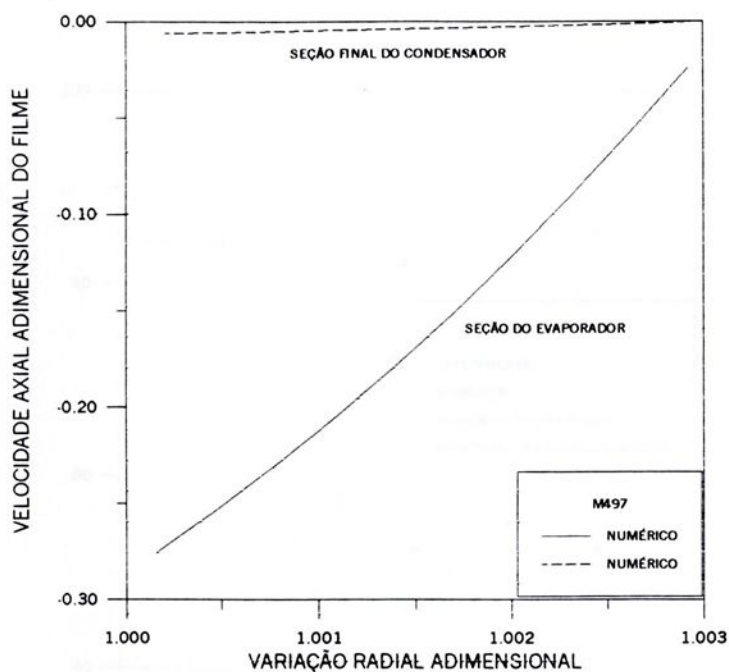


FIGURA 4.40 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial\*

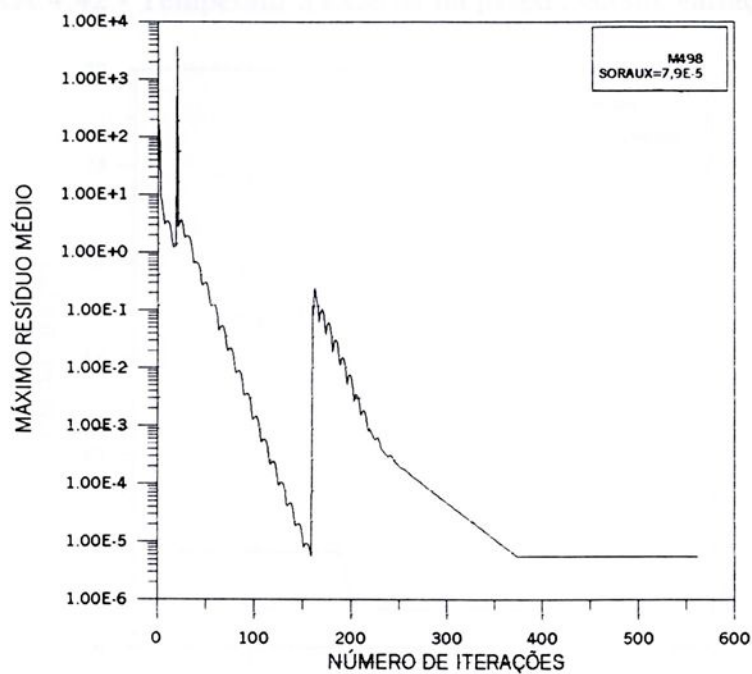


FIGURA 4.41 - Máximo resíduo médio versus número de iterações normal

\*  $Re_r=0,4$

#### 4.4.2 Caso com potência transferida de 303W

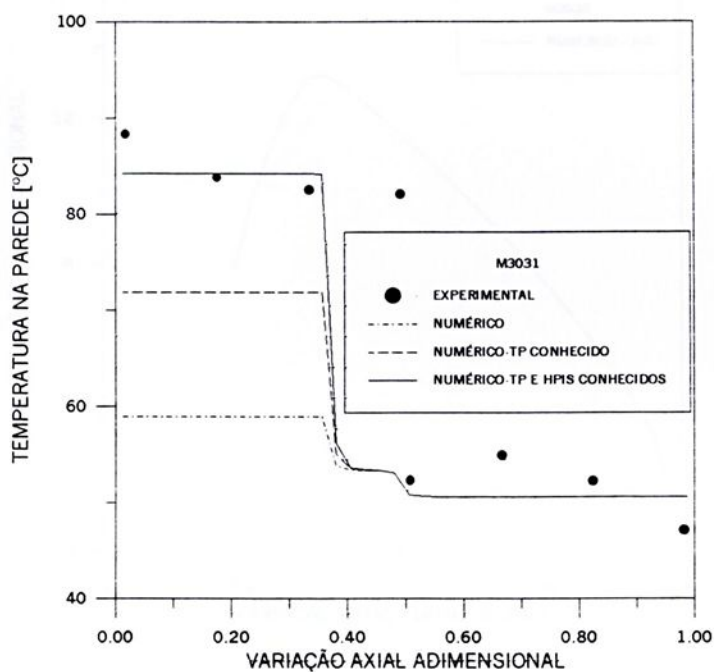


FIGURA 4.42 - Temperatura externa na parede versus variação axial

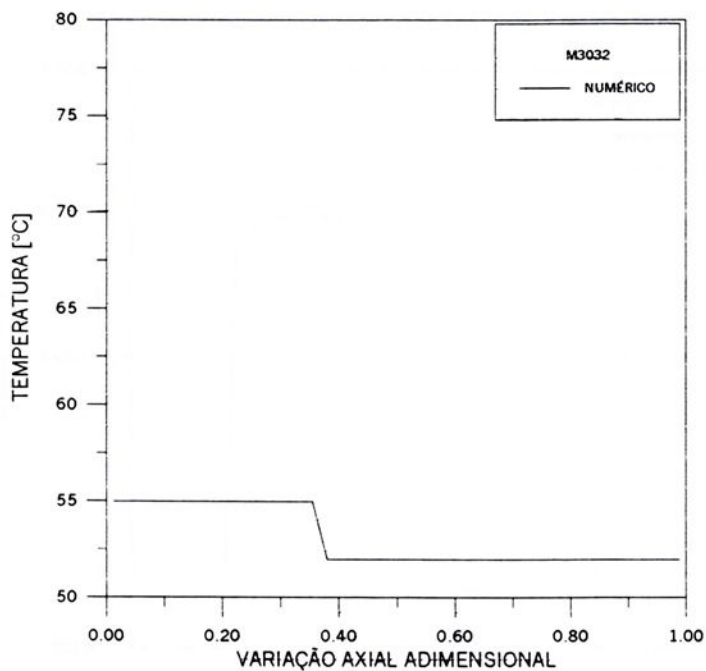


FIGURA 4.43 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial

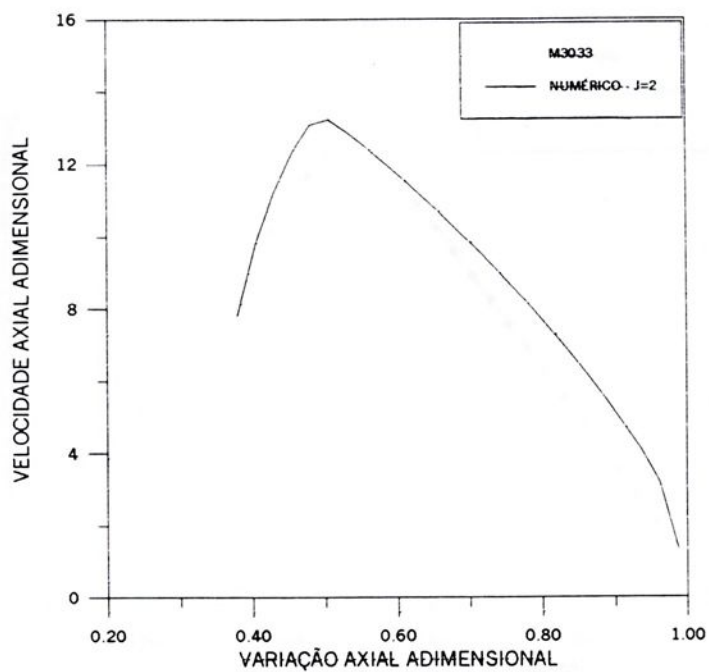


FIGURA 4.44 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial

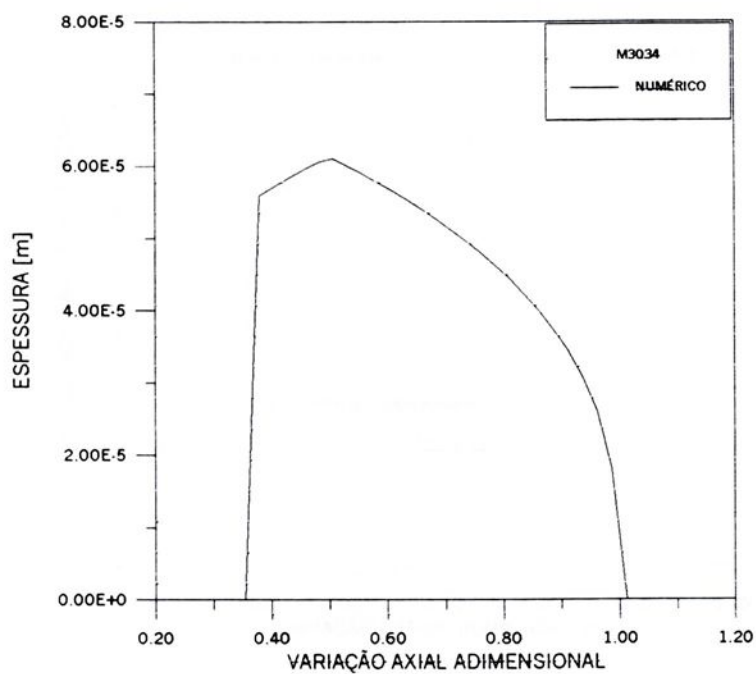


FIGURA 4.45 - Espessura do filme de líquido versus variação axial

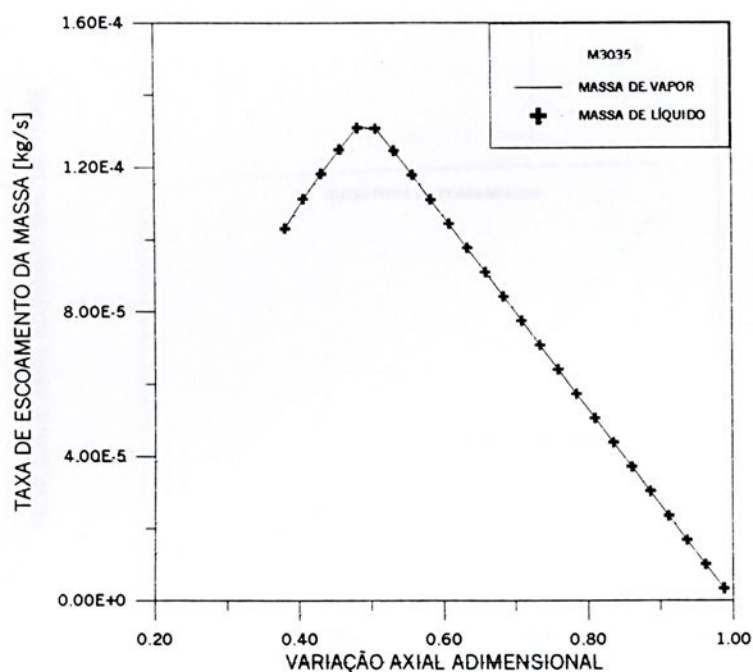


FIGURA 4.46 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial

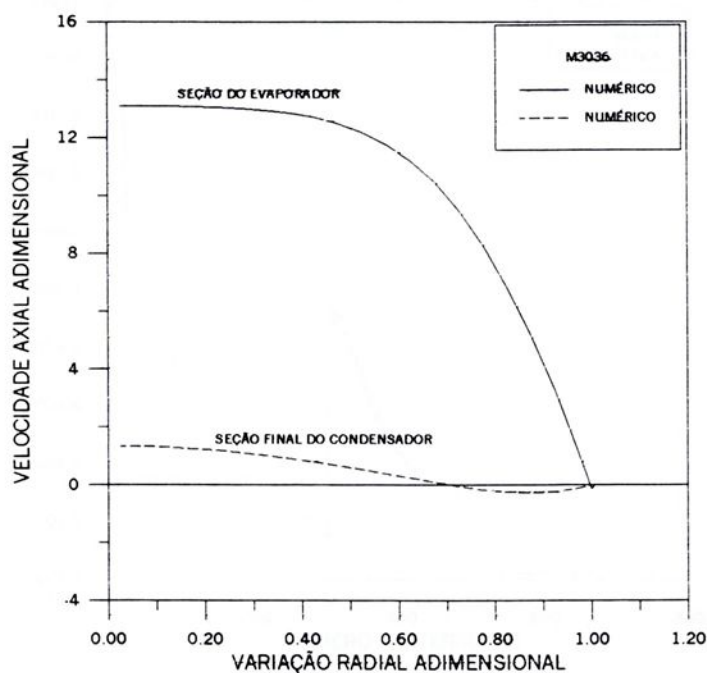


FIGURA 4.47 - Velocidades axiais versus variação radial\*

\*  $Re_r=2.6$

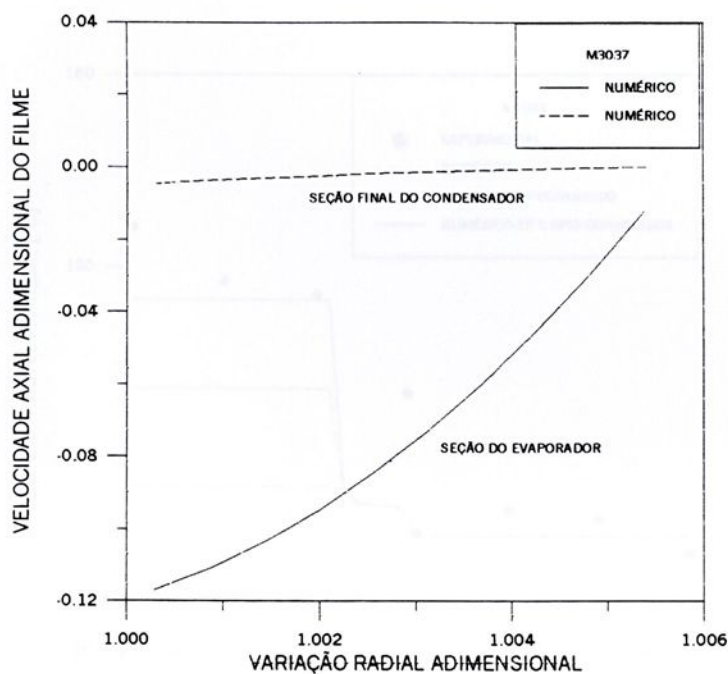


FIGURA 4.48 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial\*

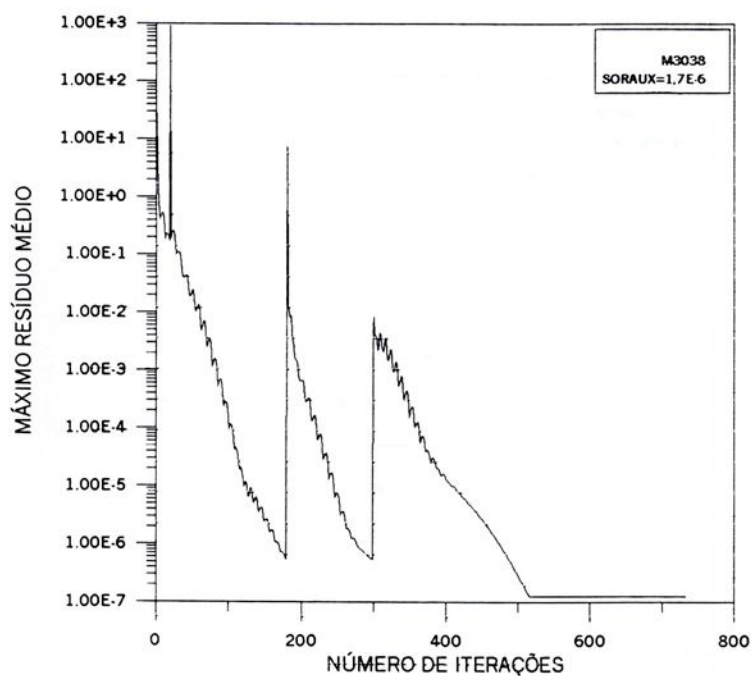


FIGURA 4.49 - Máximo resíduo médio versus número de iterações normal

\*  $Re_r=2,6$

#### 4.4.3 Caso com potência transferida de 598W

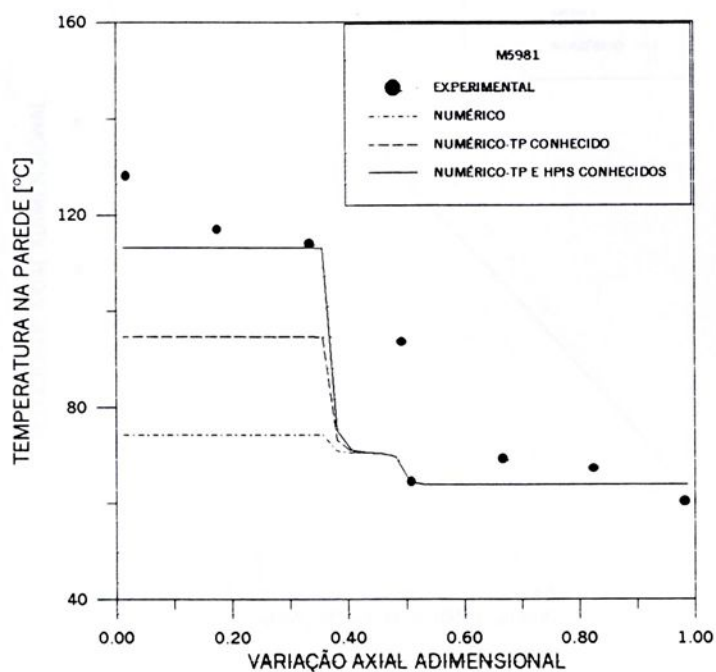


FIGURA 4.50 - Temperatura externa na parede versus variação axial

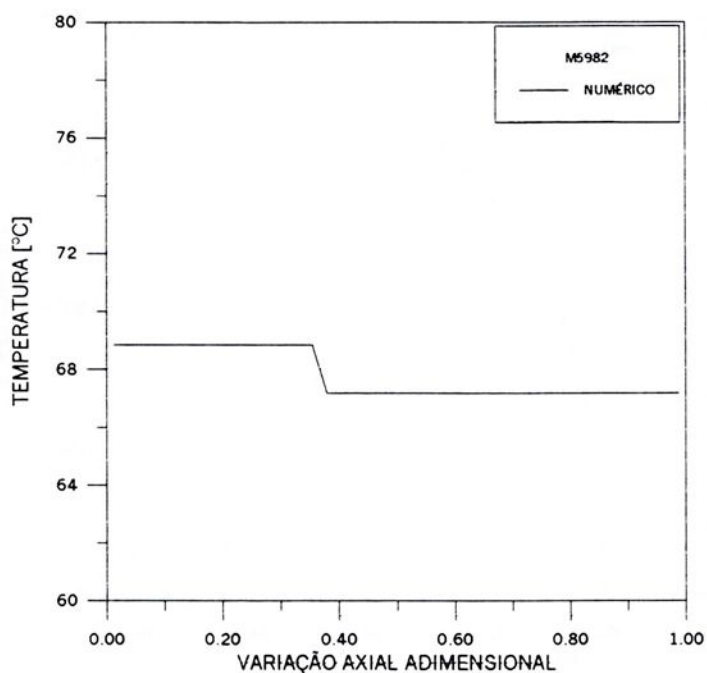


FIGURA 4.51 - Temperatura interna próxima a linha de centro versus variação axial

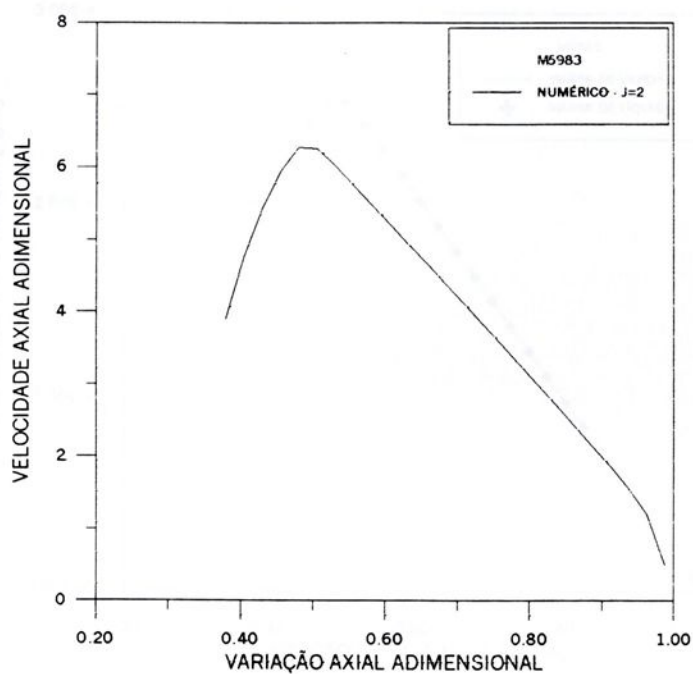


FIGURA 4.52 - Velocidade axial próxima a linha de centro versus variação axial

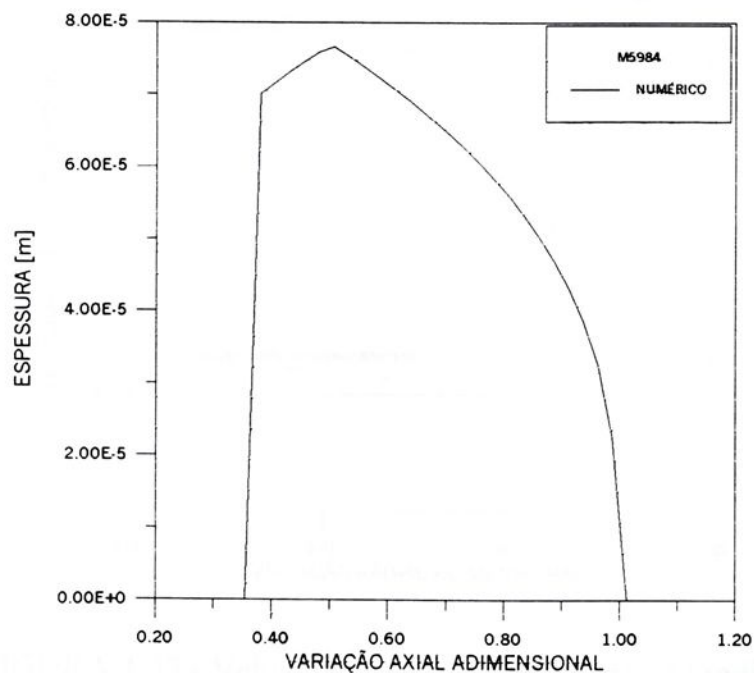


FIGURA 4.53 - Espessura do filme de líquido versus variação axial

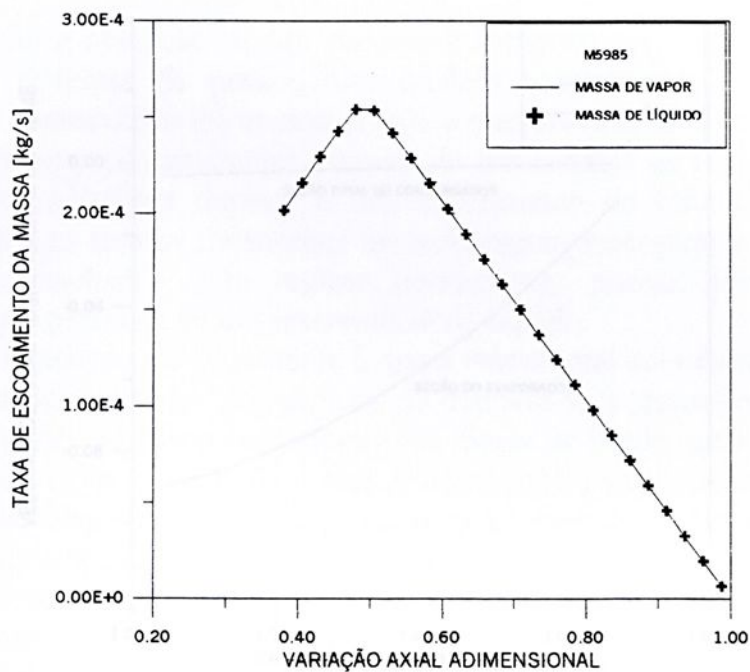


FIGURA 4.54 - Taxa de escoamento da massa versus variação axial

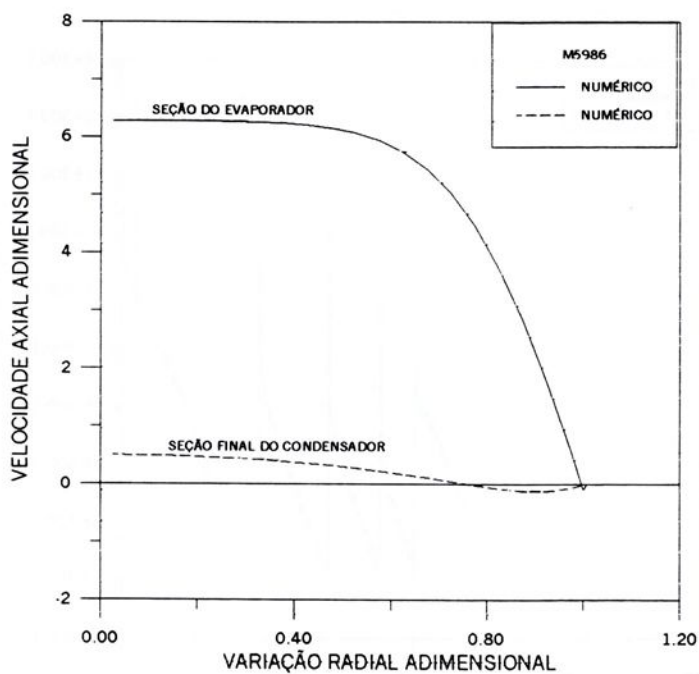


FIGURA 4.55 - Velocidades axiais versus variação radial\*

\*  $Re_r=5.1$

## 5 CONCLUSÕES FINAIS

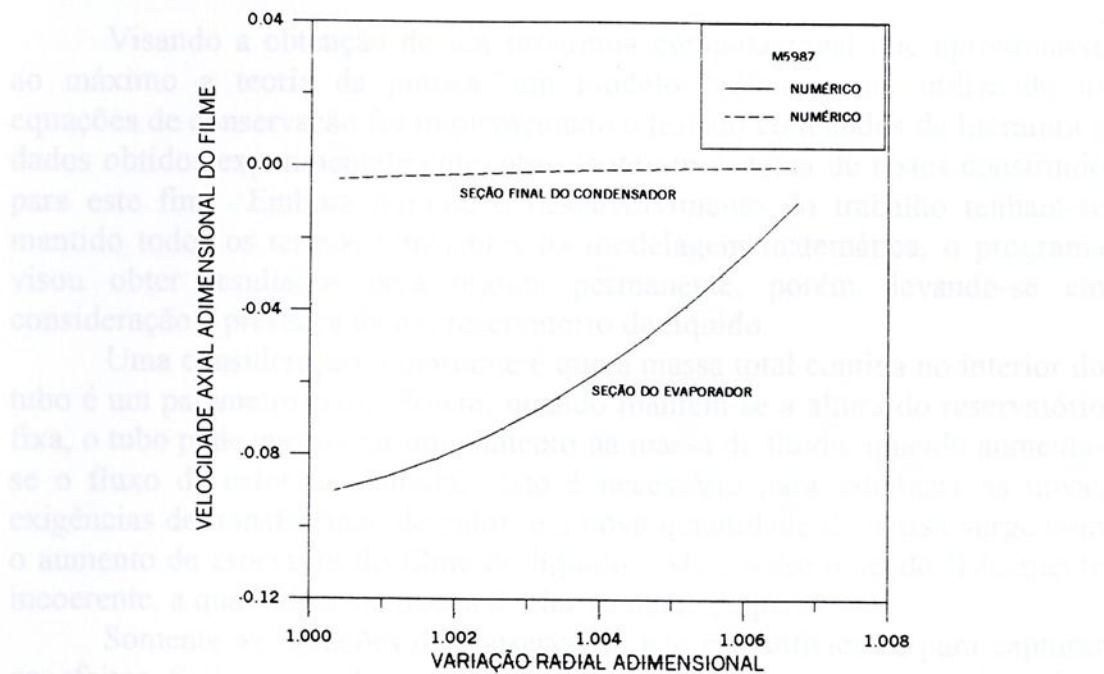


FIGURA 4.56 - Velocidades axiais do filme de líquido versus variação radial\*

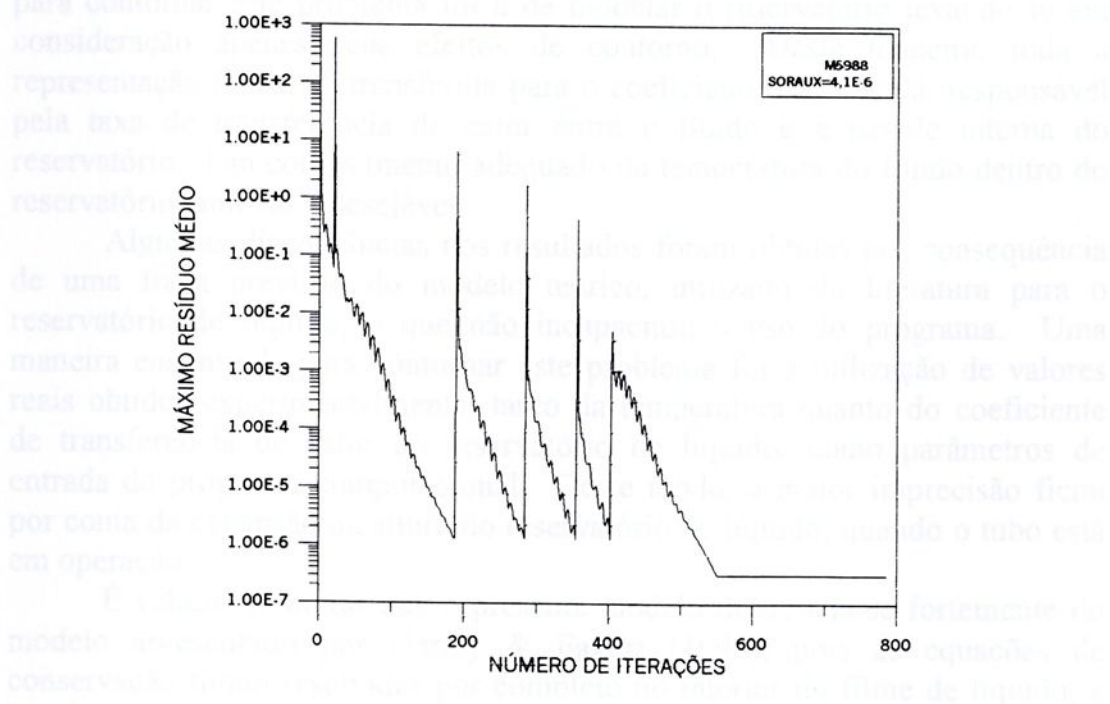


FIGURA 4.57 - Máximo resíduo médio versus número de iterações normal

\*  $Re=5.1$

## 5 CONCLUSÕES FINAIS

Visando a obtenção de um programa computacional que aproximasse ao máximo a teoria da prática, um modelo bidimensional utilizando as equações de conservação foi implementado e testado com dados da literatura e dados obtidos experimentalmente, através de um sistema de testes construído para este fim. Embora durante o desenvolvimento do trabalho tenham-se mantido todos os termos transientes na modelagem matemática, o programa visou obter resultados para regime permanente, porém, levando-se em consideração a presença de um reservatório de líquido.

Uma consideração importante é que a massa total contida no interior do tubo é um parâmetro fixo. Porém, quando mantém-se a altura do reservatório fixa, o tubo pode apresentar um aumento na massa de fluido, quando aumenta-se o fluxo de calor de entrada. Isto é necessário para satisfazer às novas exigências de transferência de calor, e a nova quantidade de massa surge com o aumento da espessura do filme de líquido. Mas, mesmo sendo fisicamente incoerente, a quantidade de massa é relativamente pequena.

Somente as equações de conservação não são suficientes para capturar os efeitos físicos contidos no interior de um pequeno reservatório sob a influência de um fluxo de calor. A necessidade de uma expressão capaz de calcular uma condutividade térmica adequada para o fenômeno torna-se imprescindível. Como isto ainda não é uma realidade, a maneira encontrada para contornar este problema foi a de modelar o reservatório levando-se em consideração apenas seus efeitos de contorno. Desta maneira, toda a representação física foi transferida para o coeficiente de película, responsável pela taxa de transferência de calor entre o fluido e a parede interna do reservatório. Um conhecimento adequado da temperatura do fluido dentro do reservatório também é desejável.

Algumas discordâncias nos resultados foram obtidas por consequência de uma fraca previsão do modelo teórico, utilizado da literatura para o reservatório de líquido, o que não incapacitou o uso do programa. Uma maneira encontrada para contornar este problema foi a utilização de valores reais obtidos experimentalmente, tanto da temperatura quanto do coeficiente de transferência de calor do reservatório de líquido, como parâmetros de entrada do programa computacional. Deste modo, a maior imprecisão ficou por conta da expansão da altura do reservatório de líquido, quando o tubo está em operação.

É válido lembrar que o presente modelo diferencia-se fortemente do modelo apresentado por Harley & Faghri (1994), pois as equações de conservação foram resolvidas por completo no interior do filme de líquido, e os efeitos da presença de um reservatório foram incluídos.

Algumas sugestões ficam aqui registradas para trabalhos futuros, como:

- considerar a influência da altura do reservatório de líquido durante a operação do tubo;

- inclusão de novos modelos para previsão dos comportamentos termo-hidrodinâmicos da região do reservatório de líquido, bem como da sua altura;
- uso das equações de conservação tridimensionais para prever possíveis mudanças no campo de escoamento do tubo, decorrentes de inclinação;
- inclusão de novas geometrias da carcaça, como por exemplo retangular, e novos tipos de fluidos de trabalho;
- implementação transiente, mas levando em consideração também o período de partida, no qual o núcleo de vapor é muito rarefeito, etc.

BENARD, H. Étude sur les cellules cellulaires dans une nappe liquide. *Rev. Gén. Sci.*, XOL, p. 1791-1810, 1900.

BERGLES, A. E.; DOLLER, J. G.; DELBART, J. M.; HERRITT, G. F.; MAYINGER, G. *Heat Transfer from and from Transverse to a Single Annular Industry Tube*. *ASME JOURNAL OF HEAT TRANSFER*, Vol. 100, p. 1-10, 1978.

BROWN, J. E. *Heat Transfer from and from Transverse to a Single Annular Industry Tube*. *ASME JOURNAL OF HEAT TRANSFER*, Vol. 100, p. 1-10, 1978.

CAO, Y. *Heat Transfer from and from Transverse to a Single Annular Industry Tube*. *ASME JOURNAL OF HEAT TRANSFER*, Vol. 100, p. 1-10, 1978.

CAO, Y. *Heat Transfer from and from Transverse to a Single Annular Industry Tube*. *ASME JOURNAL OF HEAT TRANSFER*, Vol. 100, p. 1-10, 1978.

CARVALHO, J. M. S.; SILVA, M. H.; SILVA, S. T. M.; A. S. Desenvolvimento de um modelo de transferência de calor em filmes de cocção.

In: *CONFERÊNCIA DE FENÔMENOS DE TRANSMISSÃO MECÂNICA - CONTEC 2000*.

CAVALCANTI, A. S.; SILVA, M. H.; SILVA, S. T. M. Determinação da inclinação de um tubo por termopares distribuídas ao longo do mesmo.

In: *CONFERÊNCIA DE FENÔMENOS DE TRANSMISSÃO MECÂNICA - CONTEC 2000*.

CHORIN, J. L. *Mathematical Models and Methods for Compressible Viscous Flow*. *SIAM Studies in Applied Mathematics*, Vol. 1, p. 1-10, 1978.

## REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

APARECIDO, J. B. *Estudo Fenomenológico do Escoamento de Vapor em Tubos de Calor Curtos*. 1985. Dissertação de Mestrado, UNESP- Campus de Guaratinguetá.

BAYLEY, F. J. *Heat Transfer characteristics of the closed thermosyphon*. University of Durham, 1955. Ph.D. Thesis.

BEJAN, A. *Transferência de Calor*. Editora Edgard Blucher Ltda, 1994.

BÉNARD, H. Les Tourbillons cellulaires dans une nappe liquide. *Rev. Gén. Sci.*, XII, p.1261-1309, 1900.

BERGLES, A. E., COLLIER, J. G., DELHAYE, J. M., HEWITT, G. F., MAYINGER, F. *Two-phase flow and Heat Transfer in the power and process industries*. Editora McGraw-Hill, 1981.

BROWN, T. W. F.

In: CIMAC Congr., 1957, Zurich, p.443-484.

CAO, Y., FAGHRI, A. Simulation of the Early Startup Period of High-Temperature Heat Pipes From the Frozen State by a Rarefied Vapor Self-Diffusion Model. *ASME Journal of Heat Transfer*, 115, p.239-246, 1993.

CAO, Y., FAGHRI, A. Transient Two-Dimensional Compressible Analysis for High-Temperature Heat Pipes with Pulsed Input. *Numerical Heat Transfer*, parte A, 18, p.483-502, 1990.

CARVALHO, R. D. M., MANTELLI, M. H., COLLE, S., LIMA, A. S. Desenvolvimento de um termossifão bifásico para utilização em fornos de cocção.

In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA – COBEM, XIV, 1997.

CAVALCANTI, M. A. W., SARTRE, V., LALLEMAND, M. Determinação da Inclinação ótima de um termossifão bifásico – estudo experimental.

In: CONGRESSO DE ENGENHARIA MECÂNICA – Norte-Nordeste, V, 1998. p.371-378.

CHORIN, A. J. A Numerical Method for Solving Incompressible Viscous Flow Problems. *Journal of Computational Physics*, 2, p.12-26, 1967.



CHORIN, A. J. Numerical Solution of the Navier-Stokes Equations. *Math. of Computation*, 22, p.745-762, 1971.

CHURCHILL, S. W. A comprehensive correlating equation for laminar, assisting, forced and free convection. *A.I.Ch.E. Journal*, 23(10), p.10-16, 1977.

COHEN, H., BAYLEY, F. J. Heat Transfer problems of liquid-cooled gas turbine blades.

In: PROC. INST. MECH., 169(20), 1955, London, p.1063-1080.

COLLIER, J. G. *Convective Boiling and Condensation*. Editora McGraw-Hill, 1981.

EL-GENK, M.S., BEDROSE, S. D., RAO, D. V. Forced and Combined convection of water in a vertical sevenrod bundle with  $P/D=1,38$ . *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 33(6), p.1289-1297, 1990.

EL-GENK, M.S., RAO, D. Heat transfer experiments and correlations for low Reynolds number flows of water in a vertical annuli. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 10(2), p.44-57, 1989.

EL-GENK, M.S., SABER, H. H. Determination of operation envelopes for closed, two-phase thermosyphons. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, p.889-903, 1999.

EL-GENK, M. S., SABER, H. H. Heat Transfer correlations for small, uniformly heated liquid pools. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41, 2, p.261-274, 1998.

EL-GENK, M.S., SABER, H. H. Thermal Conductance of the evaporator section of closed two-phase thermosyphons (CTPTs).

In: AIAA/ASME JOINT THERMOPHYSICS AND HEAT TRANSFER CONFERENCE, 3, 1998. p.99-106.

EL-GENK, M.S., SU, B., GUO, Z. Experimental studies of forced, combined, and natural convection of water in vertical nine-rod bundles with a square lattice. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(9), p.2359-2374, 1993.

FAGHRI, A., CHEN, M. M., MORGAN, M. Heat Transfer Characteristics in Two-Phase Closed Conventional and Concentric Annular Thermosyphons. *ASME Journal of Heat Transfer*, 111, p.611-618, 1989.



FOSTER, H. K., ZUBER, N. Dynamics of vapor bubbles and boiling heat transfer. *A.I.Ch.E. Journal*, 1, p.531, 1955.

FRECHE, J. C., DIAGUILA, A. J. Heat Transfer and operating characteristics of aluminum forced-convection and stainless steel natural-convection water-cooled single stage turbines. *Natural Adv. Comm. Aeronautic RM E50d0 3a*, 1950.

FRIEDRICH, R. Brennstoff, Eine Gasturbine mit gekvehlten Schaufeln fuer Gastemperaturen ueber 1000°C. *Warme-Kraft*, 14(8), p.368-373, 1962.

GANIC, E. N., HARTNETT J. P., ROHSENOW, W. M. *Basic Concepts of Heat Transfer: Handbook of Heat Transfer Fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1985.

GAY, F. W. US Patent #1725906. August 27, 1929.

GROß, U. Pool boiling heat transfer inside a two-phase thermosyphon correlation of experimental data.

In: PROCEEDINGS OF THE 9<sup>th</sup> INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 1990, Jerusalem, Israel. 1-Bo-10, p.57-62.

HARLEY, C., FAGHRI, A. Complete Transient Two-Dimensional Analysis of Two-Phase Closed Thermosyphons Including the Falling Condensate Film. *Journal Heat Transfer-Transactions of the ASME*, 116, p.418-426, 1994.

HARLOW, F. H., WELCH, J. E. Numerical Calculation of Time-Dependent Viscous Incompressible Flow of Fluid with Free Surface. *Physics of Fluids*, 8, p.2182-2189, 1965.

HOLZWARTH, H. Die Entwicklung der Holzwarth-Gasturbine. *Holzwarth-Gasturbine*, Gmbh Muellheim-Ruhr, 1938.

IMURA, H., KUSUDA, H., OGATA, J-I, MIYAZKI, T., SAKAMOTO, N. Heat transfer in two-phase closed – type termosyphons. *Journal of Heat Transfer Japanese Research*, 8(2), p.41-53, 1979.

IRVINE, T. F., JR., LILEY, P. E. *Steam and Gas Tables with computer equations*. Academic Press, Inc., 1984.

IVANOV, V. L. Ispol'zovanie vody kak promteplonvsitelya v avtonomnoi sisteme okhalzhdeniya rabochei lopatki gazovoi turbiny. *Izvestia Vysshikh Uchebnykh Zavednii Mashinostroenie*, #10, p.70-72, 1967.

JAPKISE, D. *Advances in thermosyphons technology*. New York: In Advances in heat transfer, Academic Press, 1973. p.1-111.

JIALUN, H., TONGZE, M., ZHENGFANG, Z. Investigation of boiling liquid pool height of a two-phase closed thermosyphon.

In: PROCEEDINGS OF 8<sup>th</sup> INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 1992, Beijing, China. ed. Ma Tongze, Institute of Engineering thermophysics, Chinese Academy of Sciences. p.154-159.

KAMINAGA, F., OKAMOTO, Y., SUZUKI, T. Study on boiling heat transfer correlation in a closed two-phase thermosyphon.

In: PROCEEDINGS OF THE 8<sup>th</sup> INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 1992, Beijing, China. ed. Ma Tongze, Institute of Engineering thermophysics, Chinese Academy of Sciences. p.317-322.

KREITH, FRANK. *Princípios da Transmissão de Calor*. Editora Edgard Blucher Ltda, 1973.

KUSUDA, H., IMURA, H. Boiling heat transfer in an open thermosyphon. *Bulletin of ASME*, 16, p.1734-1740, 1973.

KUTATELATZE, S. S. Heat Transfer in Condensation and Boiling. *AEC-tr-3770*, p.129, 1959.

LEE, Y. S., LEE, Y. P., LEE Y. An Experimental Study on Micro two-phase closed thermosyphons with inserts.

In: INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 8<sup>th</sup>, 1997, Beijing, China.

LEGRIVÈS, E., GÉNOT, J. Refroidissement des Aubes de Turbines par Métaux Liquides. *Off. Nat. Etud. Rech. Aerosp. T.P. Na 872*, 1970.

LEITE, N. G. C. *Análise Teórica e Experimental em Regime Permanente de um Termossifão Bifásico Fechado*. Guaratinguetá, 1995. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Energia Térmica), UNESP - Campus de Guaratinguetá.

LOCK, G. S. H. *The Tubular thermosyphon – Variations on a theme*. Ed. Oxford University, 1992.

LONG, E. L. The Long thermopile.

In: PROC. INT. CONF. ON PERMAFROST, NATIONAL ACADEMY OF SCIENCES, 1963, Washington, p.487-491.



MAJCEN, M., SARUNAC, N. *Heat pipe cooled twin airfoil blade as an element for higher efficiency of long life gas turbine.* Heat and Mass Transfer in rotating machinery (eds D. E. Metzger and N. H. Afgan), Washington, D.C: Hemisphere. 1984. p.689-700.

MALISKA, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional.* LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1995.

MANTELLI, M. B. H., CARVALHO, R. D. M., COLLE, S., MORAES, D. U. C. Study of Closed two-phase thermosyphon for bakery oven applications.

In: PROCEEDINGS OF 33<sup>rd</sup> NATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 1999, Albuquerque, New Mexico.

MINGWEI, T., LI, C., HONGJI, Z., QINGMING, T. Start-Up Behavior of the Frozen Two-Phase Closed Steel-Water Thermosyphons.

In: PROC. 8<sup>th</sup> HEAT PIPE CONFERENCE, B-P2, 1991.

MURCIA, N. *Estudo Teórico e Experimental em Tubos de Calor.* 1982. Tese de Doutorado, UNICAMP.

MURCIA, N., ZANARDI, M. A., LEITE, N. G. C. Análise Experimental de um termossifão bifásico.

In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA – COBEM, XIV, 1997.

NUSSELT, W. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. *Z. Ver. Deutsch. Ing.*, 60, p.541-569, 1916.

OGALE, V. A. *On the application of the semi-closed thermosyphons system to gas turbine blade cooling.* Technological University of Delft, Delft, 1968. Dr. Thesis.

PATANKAR, S. V. A Calculation Procedure for Two-Dimensional Elliptic Situations. *Numerical Heat Transfer*, 2, 1979.

PATANKAR, S. V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow.* Washington, D.C: Hemisphere. 1980.

PATANKAR, S. V., SPALDING, D. B. A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 15, p.1787-1806, 1972.



RIBEIRO, J. F. *Análise Numérica e Experimental de Tubos de Calor Autocontroláveis com gás não condensável*. 1998. Dissertação de Mestrado, UNESP – Campus de Guaratinguetá.

RICHTMYER, R. D., MORTON, K. W. *Difference Methods for Initial-Value Problems*. New York: John Wiley & Sons. 1967.

REED, J., GERNER, F., TIEN, C. Transient Condensation of a Laminar Film Onto a Vertical Plate.

In: PROC.. AIAA 22<sup>nd</sup> THERMOPHYSICS CONF., 1987, Honolulu, Hawaii.

ROACHE, P. J. *Computational Fluid Dynamics*. Hermosa. 1976.

ROBINSON, A. F. Mechanical performance of the T3 water-cooled turbine. NGTE Memo. M83, 1950.

ROHSENOW, W. M. A Method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids. *ASME*, 84, p.969, 1962.

RUCKENSTEIN, E. Interpolating equations between two limiting cases for heat transfer coefficient. *A.I.Ch.E. Journal*, 24, p.940-941, 1978.

SCHMIDT, E. Heat Transfer by natural convection.

In: INT. DEV. IN HEAT TRANSFER CONF., 1962, University of Colorado, p.XXXIX-XL.

SCHMIDT, E. Heat transmission by natural convection at high centrifugal acceleration in water-cooled gas turbine blades.

In: GENERAL DISCUSSION ON HEAT TRANSFER, PROC. INST. MECH. ENG., IV, 1951, London, p.361-363.

SCHMIDT, E. Wärmetransport durch natürliche Konvektion in Stoffen bei kritischem Zustand. *Int. Journal Heat Mass Transfer*, 1(6), p.92-101, 1960.

SHIRAISHI, M., KIBUCHI, K., YAMANISHI, T. Investigation of heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon.

In: PROCEEDINGS OF THE 4<sup>th</sup> INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE, 1981, London, U.K. *Advances in Heat Pipe Technology*. ed. D. A. Reay Pergamon Press. p. 95-104.

SHIRAISHI, M., NAKANO, A., TERDTON, P., MURAKAMI M. Performance limits of an inclined gravity-assisted heat pipe. 10<sup>th</sup> International Heat Pipe Conference, 1997, Stuttgart, Germany.

SPALDING, D. B. A Novel Finite Difference Formulation for Differential Expressions Involving Both First and Second Derivatives. *International Journal of Numerical Methods in Engineering*, 4, p.551-559, 1972.

STEPHEN, K., ABDELSALAM, M. Heat-transfer correlations for natural convection boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 23, p.73-87, 1980.

THOMSON, J. On a changing tessellated structure in certain liquids.  
In: PROC. GLASGOW PHILOS. SOC., p.1881-2.

UEDA, H., MIYASHITA, T., CHU, P-h. Heat transport characteristics of a closed two-phase thermosyphon. *Transactions of the JSME, Series B*, 54(506), p.2848-2855, 1988.

ZANARDI, M. A. *Análise Numérica e Experimental de Conjunto Concentrador com Tubo de Calor*. 1989. Tese de Doutorado, UNICAMP.

ZUO, Z. J., GUNNERSON, F. S. Heat Transfer Analysis of an Inclined Two-phase Closed thermosyphon. *Journal of Heat Transfer*, 117, p.1073-1075, 1995.



**APÊNDICE – Classificação dos regimes de transferência de calor, na região do reservatório de líquido, segundo El-Genk e Saber**

- Convecção Natural (*Natural Convection*)

$$\text{Nu}_{\text{NC}} = 0,475\text{Ra}^{0,35} \left( \frac{l_m}{D_i} \right)^{0,58} \quad \text{se} \quad X < 10^6$$

- Ebulição Nucleada (*Nucleate Boiling*)

$$\text{Nu}_{\text{NB}} \left( \frac{l_m}{D_i} \right) = (1 + 4,95\psi)\text{Nu}_{\text{Ku}} \quad \text{se} \quad X > 2,1 \cdot 10^7$$

- Convecção Combinada (*Combined Convection*)

$$\text{Nu}_{\text{CC}} = \left( \text{Nu}_{\text{NC}}^4 + \text{Nu}_{\text{NB}}^4 \right)^{0,25} \quad \text{se} \quad 10^6 \leq X \leq 2,1 \cdot 10^7$$

sendo:

$$X = \Psi \text{Ra}^{0,35} \text{Pr}_l^{0,35} K_p^{0,7} \text{Re} r_g^{0,7}$$

$$\psi = \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0,4} \left[ \left( \frac{p v_l}{\sigma} \right) \left( \frac{\rho_l^2}{\sigma g (\rho_l - \rho_g)} \right) \right]^{0,25}$$

$$K_p = \frac{p l_m}{\sigma}$$

$$l_m = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}}$$



unesp



.1 12 13 14 15 16 17 18