

UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2000



CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

unesp



Governo do Estado de São Paulo
Universidade Estadual Paulista

ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL
DE TUBOS DE CALOR
COM APLICAÇÕES EM TROCADORES DE CALOR

FACULDADE DE ENGENHARIA DE GUARATINGUETÁ

MAURICIO ARAUJO ZANARDI

*Análise Teórica e Experimental
de Tubos de Calor
com Aplicações em Trocadores de Calor*

Trabalho apresentado à Faculdade
de Engenharia de Guaratinguetá da
Universidade Estadual Paulista,
como parte dos requisitos para a
obtenção do título de Livro-Docente

MAURICIO ARAUJO ZANARDI

PUBLICAÇÃO

1110000667



GUARATINGUETÁ – SP

BRASIL

Guaratinguetá
2000

667-

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ

BIBLIOTECA



unesp

DADOS CURRICULARES

MAURICIO ARAUJO ZANARDI

**ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL
DE TUBOS DE CALOR
COM APLICAÇÕES EM TROCADORES DE CALOR**

NASCIMENTO 17-07-1957 - LINS / SP

FILIAÇÃO Hélio Zanardi

MAURICIO ARAUJO ZANARDI

1979 Engenheiro Mecânico
UNESP - Campus de Guaratinguetá

1982 Mestre em Engenharia Mecânica - Térmica e
Fluidos - UNICAMP

Trabalho apresentado à Faculdade
de Engenharia de Guaratinguetá da
Universidade Estadual Paulista,
como parte dos quesitos para a
obtenção do título de Livre-Docente

1987 Doutor em Engenharia
Fluidos - UNICAMP

1988-1990 Pós-Doutorado no Clean Combustion Technology
Laboratory - UNIVERSITY OF FLORIDA

Guaratinguetá
2000



Z27a

Zanardi, Maurício Araújo
Análise teórica e experimental de tubos de calor com
aplicações em trocadores de calor / Maurício Araújo Zanardi.-
Guaratinguetá : [s.n.], 2000
94 f.: il.
Bibliografia: f. 89-94

Tese (Livre-Docência) – Universidade Estadual Paulista,
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2000

1. Calor – Transmissão 2. Tubos de calor I. Título

CDU 536.24

DADOS CURRICULARES
MAURICIO ARAÚJO ZANARDI

NASCIMENTO **17-07-1957 – LINS / SP**

FILIAÇÃO **Hélio Zanardi**
 Maria Pureza de Araújo Zanardi

1979 **Engenheiro Mecânico**
 UNESP – Campus de Guaratinguetá

1982 **Mestre em Engenharia Mecânica – Térmica e**
 Fluidos - UNICAMP

1989 **Doutor em Engenharia Mecânica – Térmica e**
 Fluidos - UNICAMP

1995/1996 **Pós-Doutorado no Clean Combustion Technology**
 Laboratory – UNIVERSITY OF FLORIDA

*Para Cecília
Arthur e Cláudia*



AGRADECIMENTOS

Meus agradecimentos a todas as pessoas que contribuíram de alguma forma para minha formação profissional e pessoal.

Aos professores e funcionários do Departamento de Energia pelo apoio durante todas as etapas de minha carreira.

Ao técnico de laboratório Antônio Roberto Freitas pelo valioso auxílio durante as realizações dos experimentos.

Aos professores Petrônio Mazonobu Tanisho e Nelson Murcia, bons amigos e companheiros de projetos.

Em especial à minha esposa Cecília pela compreensão em todos os momentos e pelos incentivos que foram vitais para tudo que consegui até hoje.

*Para Cecília
Arthur e Cláudia*

AGRADECIMENTOS

Meus agradecimentos a todas as pessoas que contribuíram de alguma forma para minha formação profissional e pessoal.

Aos professores e funcionários do Departamento de Energia pelo apoio durante todas as etapas de minha carreira.

Ao técnico de laboratório Antônio Roberto Freitas pelo valioso auxílio durante as realizações dos experimentos.

Aos professores Petronio Masanobu Tanisho e Nelson Múrcia, bons amigos e companheiros de projetos.

Em especial à minha esposa Cecília pela compreensão em todos os momentos e pelos incentivos que foram vitais para tudo que consegui até hoje.

O trabalho contou com apoio das seguintes entidades:

➤ Secretaria de Ciência e Tecnologia e Desenvolvimento Científico do Estado de São Paulo – Projeto de Otimização de Sistema de Troca Térmica com Tubos de Calor

➤ CNPq – Conselho Nacional de Pesquisa, do qual o autor é pesquisador

SUMÁRIO

RESUMO	11
1 INTRODUÇÃO	12
1.1 HISTÓRICO	12
1.2 DESCRIÇÃO DO TUBO DE CALOR	13
1.3 TIPO DE TUBO DE CALOR	13
1.4 SITUAÇÃO DA LITERATURA	19
2 FORMULAÇÕES TEÓRICAS PARA TUBOS DE CALOR	23
2.1 TUBO DE CALOR TRANSVERSAL	23
2.2 TUBO DE CALOR COM GÁS NÃO COMBUSTÍVEL	25
2.3 ANÁLISE NUMÉRICA	30
2.3.1 Grades para as diversas variáveis	40
2.3.2 Critérios de Convergência	42
2.3.3 Procedimento de Solução	42
3 RESULTADOS PARA TUBOS DE CALOR INDIVIDUAIS	46
3.1 TUBO DE CALOR COM SEÇÃO TRANSVERSAL CIRCULAR	46
3.2 TUBO DE CALOR COM SEÇÃO TRANSVERSAL RETANGULAR	51
3.3 TUBO DE CALOR COM GÁS NÃO COMBUSTÍVEL	54
4 TROCADEIROS DE CALOR COM TUBOS DE CALOR	61
4.1 ASPECTO GERAL	61
4.2 TROCADEIROS DE CALOR COM TUBOS DE DIVERGENTES	62
4.2.1 Resultados Experimentais	64
4.2 TROCADEIROS DE CALOR COM ALINHAMENTO INTERIORE	68
4.2.1 Resultados Experimentais	70
5 INFLUÊNCIA DA INCLINAÇÃO NO FUNCIONAMENTO DE TUBOS DE CALOR	77
5.1 INTRODUÇÃO	77
5.2 ANÁLISE EXPERIMENTAL	78
5.3 ANÁLISE NUMÉRICA	81
6 COMENTÁRIOS FINAIS E CONCLUSÕES	86
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	89

Este trabalho contou com apoio das seguintes entidades:

- Secretaria de Ciência e Tecnologia e Desenvolvimento Econômico do Estado de São Paulo – Projeto de Otimização de Sistemas de Troca Térmica com Tubos de Calor
- CNPq – Conselho Nacional de Pesquisa, do qual o autor é pesquisador.

SUMÁRIO

RESUMO	11
1 INTRODUÇÃO.....	12
1.1 HISTÓRICO	12
1.2 DESCRIÇÃO DO TUBO DE CALOR.....	13
1.3 TIPOS DE TUBOS DE CALOR.....	15
1.4 – REVISÃO DA LITERATURA.....	19
2 FORMULAÇÕES TEÓRICAS PARA TUBOS DE CALOR.....	23
2.1 TUBOS DE CALOR TRADICIONAIS	23
2.2 TUBOS DE CALOR COM GÁS NÃO CONDENSÁVEL	35
2.3 ANÁLISE NUMÉRICA	39
2.3.1 – <i>Grades para as diversas variáveis</i>	40
2.3.2 <i>Critérios de Convergência</i>	41
2.3.3 <i>Procedimentos de Solução</i>	43
3 RESULTADOS PARA TUBOS DE CALOR INDIVIDUAIS.....	46
3.1 TUBOS DE CALOR COM SEÇÃO TRANSVERSAL CIRCULAR	46
3.2 – TUBOS DE CALOR COM SEÇÃO TRANSVERSAL RETANGULAR.....	51
3.3 TUBOS DE CALOR COM GÁS NÃO CONDENSÁVEL	54
4 TROCADORES DE CALOR COM TUBOS DE CALOR	61
4.1 – ASPECTOS GERAIS	61
4.2 – TROCADOR DE CALOR COM TUBOS INDIVIDUAIS.....	62
4.2.1 – <i>Resultados Experimentais</i>	64
4.3 TROCADORES DE CALOR COM ALETAMENTO INTEGRAL.....	68
4.3.1 – <i>Resultados Experimentais</i>	70
5 INFLUÊNCIA DA INCLINAÇÃO NO FUNCIONAMENTO DE TUBOS DE CALOR.....	77
5.1 –INTRODUÇÃO.....	77
5.2 ANÁLISE EXPERIMENTAL.....	78
5.3. ANÁLISE DOS RESULTADOS	81
6 COMENTÁRIOS FINAIS E CONCLUSÕES.....	86
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	89
FIGURA 1.1 – PERFIS DE VELOCIDADES AXIAIS NO VAPOR E NO LÍQUIDO	53
FIGURA 1.10 – PERFIS DE VELOCIDADES RADIAIS NO VAPOR E NO LÍQUIDO	53
FIGURA 1.11 – DISTRIBUIÇÕES DE PRESSÕES E TEMPERATURAS	53
FIGURA 1.12 – DISTRIBUIÇÕES DE PRESSÕES NO CENTRO DO TUBO	54
FIGURA 1.13 – VELOCIDADE AXIAL NO CENTRO DO TUBO	55
FIGURA 1.14 – VELOCIDADE RADIAL NA INTERFACE LÍQUIDO – VAPOR.....	55
FIGURA 1.15 – CONTORNOS DE TEMPERATURA NO VAPOR	56
FIGURA 1.16 – COMPARAÇÃO DE RESULTADOS PARA TUBO COM 10% DE N ₂	57
FIGURA 1.17 – COMPARAÇÃO DE RESULTADOS PARA TUBO COM 20% DE N ₂	58
FIGURA 4.1 – ESQUEMA DOS ESPELHOS DO TROCADOR DE CALOR	62

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – ESQUEMA DE UM TUBO DE CALOR.....	14
FIGURA 1.2 – CICLO TERMODINÂMICO DE UM TUBO DE CALOR.....	15
FIGURA 1.3 – TUBO DE CALOR COM GÁS NÃO CONDENSÁVEL.....	16
FIGURA 1.4 – TUBO DE CALOR CONTROLADO POR EXCESSO DE LÍQUIDO.....	17
FIGURA 1.5 – TUBO DE CALOR COM MODULAÇÃO DO ESCOAMENTO DE VAPOR.....	18
FIGURA 1.6 – TUBO CONTROLÁVEL COM RESERVATÓRIO DE GÁS.....	18
FIGURA 1.7 – TUBO DE CALOR COM REALIMENTAÇÃO PASSIVA.....	19
FIGURA 2.1. PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DO TUBO DE CALOR.....	24
FIGURA 2.2 – ESQUEMA DA GRADE DE DISCRETIZAÇÃO.....	40
FIGURA 2.3 – SOBREPOSIÇÃO DAS GRADES.....	41
FIGURA 3.1 – VELOCIDADE AXIAL DO VAPOR NO EVAPORADOR.....	46
FIGURA 3.2– VELOCIDADE AXIAL DO VAPOR NO CONDENSADOR.....	47
FIGURA 3.3 – PERFIS RADIAIS DE VELOCIDADES NO VAPOR.....	48
FIGURA 3.4 – DISTRIBUIÇÕES DE PRESSÕES NO ESCOAMENTO DE VAPOR.....	49
FIGURA 3.5 – FLUXOS MÁSSICOS NO TUBO DE CALOR- A) $RE_R = 2,8$ B) $RE_R = 14$	50
FIGURA 3.6 – VELOCIDADES AXIAIS DO LÍQUIDO NO TUBO DE CALOR.....	50
FIGURA 3.7 – RELAÇÃO ENTRE RE_R E H/L	51
FIGURA 3.8 – PERFIS DE VELOCIDADE AXIAL NO FINAL DO CONDENSADOR.....	52
FIGURA 3.9 – PERFIS DE VELOCIDADES AXIAIS NO VAPOR E NO LÍQUIDO.....	53
FIGURA 3.10 – PERFIS DE VELOCIDADES RADIAIS NO VAPOR E NO LÍQUIDO.....	53
FIGURA 3.11- DISTRIBUIÇÕES DE PRESSÕES E TEMPERATURAS.....	53
FIGURA 3.12 – DISTRIBUIÇÕES DE PRESSÕES NO CENTRO DO TUBO.....	54
FIGURA 3.13 – VELOCIDADE AXIAL NO CENTRO DO TUBO.....	55
FIGURA 3.14 – VELOCIDADE RADIAL NA INTERFACE LÍQUIDO – VAPOR.....	55
FIGURA 3.15 – CONTORNOS DE TEMPERATURA NO VAPOR.....	56
FIGURA 3.16 : COMPARAÇÃO DE RESULTADOS PARA TUBO COM 12,5% DE N_2	57
FIGURA 3.17 : COMPARAÇÃO DE RESULTADOS PARA TUBO COM 25% DE N_2	58
FIGURA 4.1 – ESQUEMA DOS ESPELHOS DO TROCADOR DE CALOR.....	63

FIGURA 4.2 – ESQUEMA DO SISTEMA DE TESTES.....	64
FIGURA 4.3 – EFETIVIDADE EM FUNÇÃO DO ÂNGULO DE INCLINAÇÃO.....	65
FIGURA 4.4 – NTU EM FUNÇÃO DO ÂNGULO DE INCLINAÇÃO.....	65
FIGURA 4.5 – VALORES DO PRODUTO UA EM FUNÇÃO DA INCLINAÇÃO.....	66
FIGURA 4.6 – EFETIVIDADE EM FUNÇÃO DO NTU PARA 10° DE INCLINAÇÃO.....	67
FIGURA 4.7 – UA EM FUNÇÃO DE REYNOLDS PARA 10° DE INCLINAÇÃO.....	67
FIGURA 4.8 – MÓDULO DO TROCADOR DE CALOR.....	68
FIGURA 4.9 – VISTA GERAL DO SISTEMA DE TESTES.....	69
FIGURA 4.10 – DETALHE DA MONTAGEM DE 2 MÓDULOS.....	69
FIGURA 4.11 – POTÊNCIA RETIRADA POR UM MÓDULO.....	70
FIGURA 4.12 – VARIAÇÃO DO COEFICIENTE GLOBAL COM A INCLINAÇÃO.....	71
FIGURA 4.13 – VARIAÇÃO DE NTU COM A INCLINAÇÃO.....	72
FIGURA 4.14 – EFETIVIDADE EM FUNÇÃO DA INCLINAÇÃO.....	72
FIGURA 4.15 – POTÊNCIA EM FUNÇÃO DA DIFERENÇA MÉDIA DE TEMPERATURA.....	73
FIGURA 4.16 – POTÊNCIA EM FUNÇÃO DA DIFERENÇA MÉDIA DE TEMPERATURA.....	73
FIGURA 4.17 – PRODUTO UA X ΔT_{ML}	74
FIGURA 4.18 – POTÊNCIA X INCLINAÇÃO.....	75
FIGURA 4.19 – UA X INCLINAÇÃO.....	75
FIGURA 4.20 – EFETIVIDADE X INCLINAÇÃO.....	76
FIGURA 4.21 – NTU X INCLINAÇÃO.....	76
FIGURA 5.1 – ESQUEMA DO SISTEMA DE TESTES.....	80
FIGURA 5.2 – ESQUEMA DA INSTRUMENTAÇÃO DO TUBO.....	80
FIGURA 5.3 – POTÊNCIA RETIRADA POR UM TUBO COM TELA DE MESH 400.....	81
FIGURA 5.4 – POTÊNCIA RETIRADA POR UM TUBO COM TELA DE MESH 34.....	81
FIGURA 5.5 – RELAÇÃO Q/Q_{MAX} EM FUNÇÃO DA INCLINAÇÃO.....	82
FIGURA 5.6 – RELAÇÃO Q/Q_{MAX} EM FUNÇÃO DA INCLINAÇÃO.....	83
FIGURA 5.7 – RESULTADOS DE NEGISHI E SAWADA PARA TERMOSSIFÕES.....	84
FIGURA 5.8 – EFEITO DO DIÂMETRO DO TUBO.....	85

LISTA DE TABELAS

TABELA 4.1 – CARACTERÍSTICAS DOS TUBOS DE CALOR.....	62
TABELA 4.2 – CARACTERÍSTICA GEOMÉTRICAS DO TROCADOR DE CALOR.....	63
TABELA 5.1 – CARACTERÍSTICAS DOS TUBOS DE CALOR.....	79
TABELA 5.3 – ÂNGULOS DE MELHOR FUNCIONAMENTO	83

RESUMO

Este trabalho procura apresentar, de forma sistemática, uma visão global das atividades desenvolvidas pelo autor ao longo dos últimos anos, a respeito de tubos de calor e suas aplicações.

Numa primeira parte é apresentado um histórico do desenvolvimento deste dispositivo, e formulações de modelos matemáticos estudados pelo autor. São apresentadas soluções numéricas destes modelos e comparações com resultados experimentais obtidos no Laboratório da Área Térmica do Departamento de Energia da UNESP – Campus de Guaratinguetá.

Em seguida, são mostrados desenvolvimentos de trocadores de calor com tubos de calor. Estes estudos foram feitos de forma experimental com apoio financeiro da Secretaria de Ciência e Tecnologia e Desenvolvimento Econômico do Estado de São Paulo, através do projeto intitulado Otimização de Sistemas de Troca Térmica com Tubos de Calor. Os trocadores foram construídos a partir de serpentinas de resfriamento existentes no mercado nacional, o que possibilitou a diminuição do custo total do equipamento. São obtidos parâmetros importantes para o projeto de trocadores.

Na parte final do trabalho é apresentada uma análise experimental do comportamento do tubo calor em função do ângulo de inclinação em que ele opera. É mostrada a existência de uma melhor posição de operação e a influência de alguns parâmetros neste comportamento.

Zanardi, M.A. *Análise Teórica e Experimental de Tubos de Calor com Aplicações em Trocadores de Calor. Guaratinguetá, 2000. 94 p. Tese (Livre Docencia) – Faculdade de Engenharia, Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.*

RESUMO

Este trabalho procura apresentar, de forma sistemática, uma visão global das atividades desenvolvidas pelo autor ao longo dos últimos anos, a respeito de tubos de calor e suas aplicações

Numa primeira parte é apresentado um histórico do desenvolvimento deste dispositivo, e formulações de modelos matemáticos estudados pelo autor. São apresentadas soluções numéricas destes modelos e comparações com resultados experimentais obtidos no Laboratório da Área Térmica do Departamento de Energia da UNESP – Campus de Guaratinguetá.

Em seguida, são mostrados desenvolvimentos de trocadores de calor com tubos de calor. Estes estudos foram feitos de forma experimental com apoio financeiro da Secretaria de Ciência e Tecnologia e Desenvolvimento Econômico do Estado de São Paulo, através do projeto intitulado Otimização de Sistemas de Troca Térmica com Tubos de Calor. Os trocadores foram construídos a partir de serpentinas de resfriamento existentes no mercado nacional, o que possibilitou a diminuição do custo total do equipamento. São obtidos parâmetros importantes para o projeto de trocadores.

Na parte final do trabalho é apresentada uma análise experimental do comportamento do tubo calor em função do ângulo de inclinação em que ele opera. É mostrada a existência de uma melhor posição de operação e a influência de alguns parâmetros neste comportamento.

CAPÍTULO 1

1 INTRODUÇÃO

1.1 Histórico

O tubo de calor é, essencialmente, um dispositivo de troca de calor que possui condutividade térmica bastante elevada, sendo um dos sistemas de maior eficiência de transferência de calor conhecidos atualmente. Devido a essa sua característica, é possível se transferir uma grande quantidade de calor através de uma seção transversal pequena e com pequenas diferenças de temperatura entre as fontes quente e fria.

O conceito de tubo de calor foi proposto por R. S. Gaugler em 1942, através de um pedido de patente homologado em 1944. Esta patente tratava-se de um dispositivo de refrigeração no qual o evaporador poderia ficar localizado acima do condensador sem necessidade de nenhum trabalho adicional para a movimentação do fluido. Este projeto foi baseado no tubo de Perkins, que basicamente é similar aos atualmente chamados termossifões e que foram desenvolvidos em 1892. O dispositivo de Gaugler entretanto, não foi utilizado preferindo-se sistemas tradicionais de refrigeração.

Em 1962, com o programa espacial americano, a idéia de Gaugler foi ressuscitada por Trefethen. A partir do ano seguinte, iniciou-se estudos mais relevantes com objetivos de aplicação em refrigeração de reatores nucleares e equalização de temperaturas de satélites artificiais. Grover, em 1963, “reinventa” o dispositivo de Gaugler, descrevendo o dispositivo, ao qual denominou *heat pipe* e sua teoria de funcionamento e apresentando os primeiros resultados experimentais. O primeiro trabalho publicado a respeito deste dispositivo ocorreu em 1964 no qual Grover et al (1964) apresentam resultados preliminares de tubos com água e com sódio como fluidos de trabalho.

Inicialmente, o desenvolvimento de aplicações dos tubos de calor foi voltado para aplicações espaciais, devido a este dispositivo operar bem em ambientes de microgravidade sem a necessidade de forças externas. Com o aumento da necessidade de se economizar energia devido aos altos custos de produção, principalmente na Europa e Japão, a comunidade industrial voltou seus olhos para o tubo de calor por causa de sua versatilidade e potencial de aplicações.

Cotter (1965) desenvolveu, visando uma metodologia de projeto de tubos de calor, uma teoria completa equacionando de forma global e unidimensional os principais processos de transferência de calor, os escoamentos internos e também os principais limites de operação deste equipamento.

A partir da teoria de Cotter, as pesquisas foram direcionadas para o detalhamento dos processos envolvidos surgindo novas frentes de pesquisa, surgindo novas concepções de tubos de calor.

1.2 Descrição do Tubo de Calor

O tubo de calor tradicional é construído a partir de um tubo fechado em ambas as extremidades, no qual internamente foi colocada uma estrutura porosa que é responsável pelas forças de capilaridade que permitem ou auxiliam, dependendo da forma de operação, a movimentação do líquido dentro do tubo de calor. Este conjunto é inicialmente evacuado e então é colocada uma quantidade de fluido de trabalho lacrando-se o tubo. Assim, desde que a quantidade de fluido de trabalho introduzida esteja correta, este permanece em seu estado de saturação no interior do dispositivo.

Na Figura 1.1 estão mostradas as principais características deste equipamento. O comprimento do tubo de calor pode ser dividido em três regiões : o evaporador onde o calor é fornecido ao tubo, o condensador onde este calor é retirado e uma seção adiabática ou de transporte. Dependendo da



aplicação, pode-se ter mais de um evaporador ou condensador num mesmo tubo e a região adiabática pode ou não existir.

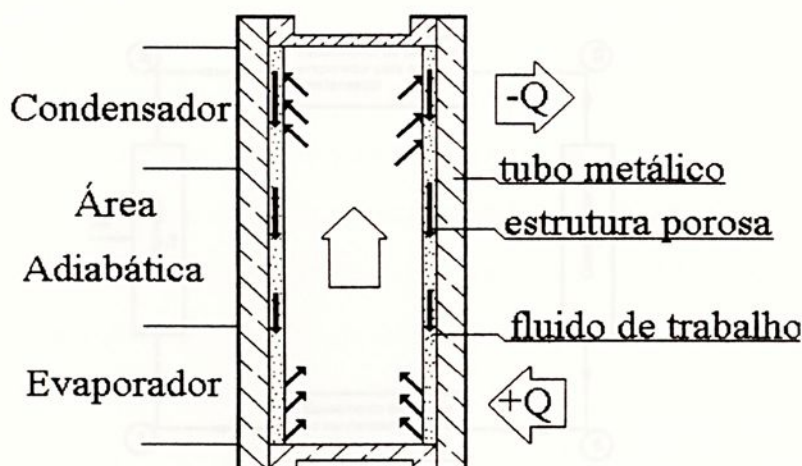


FIGURA 1.1 – Esquema de um tubo de calor

Quando calor é aplicado por uma fonte externa ao tubo, este calor é conduzido através da parede do tubo e da estrutura porosa e produz a evaporação do fluido de trabalho nesta região causando um aumento na pressão local. Devido à diferença de pressão que surge no interior do tubo, o vapor movimenta-se em direção à região mantida mais fria (condensador) onde condensa liberando o calor latente armazenado. O fluido, na forma líquida retorna ao evaporador, através da estrutura porosa, por ação de forças de capilaridade (evaporador acima do condensador) ou por gravidade (evaporador abaixo do condensador), fechando o ciclo.

O ciclo termodinâmico de um tubo de calor, mostrado por Faghri (1995), está representado na Figura 1.2.

O fluido entra no evaporador na condição de líquido comprimido à temperatura T_1 e o deixa como vapor saturado a T_2 ou a vapor superaquecido a T_2' . Este vapor passa pela região de transporte (adiabática) e chega vapor saturado ao condensador onde condensa. O líquido então atravessa a região

adiabática voltando ao evaporador como líquido comprimido completando o ciclo.

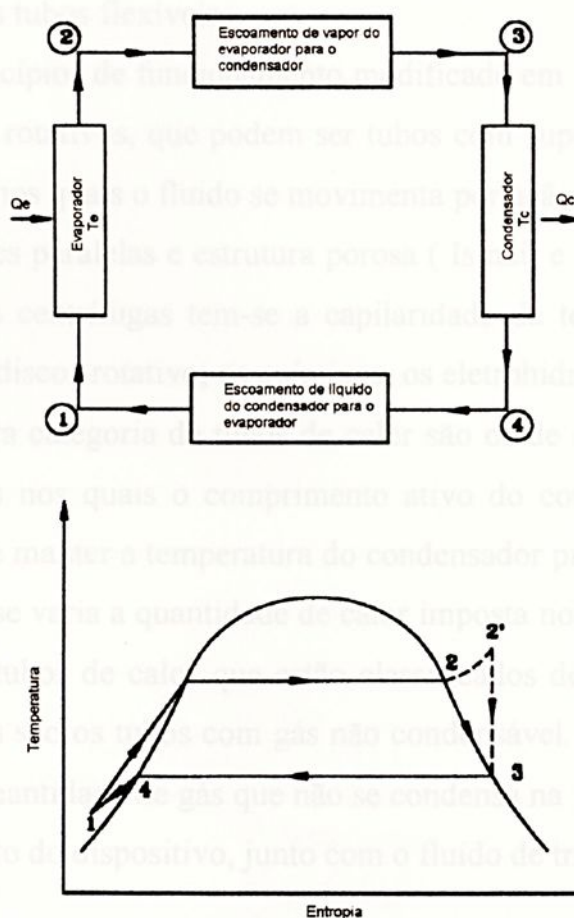


FIGURA 1.2 – Ciclo termodinâmico de um tubo de calor

1.3 Tipos de Tubos de Calor

Com a diversificação do uso do tubos de calor muitos tipos de tubos de calor foram desenvolvidos. As variações encontradas podem ser de tamanho, onde se tem os tubos longos como o construído por Takaoka et al (1985) com 100 m de comprimento e os micro *heat pipes* desenvolvidos por Peterson (1987, 1988, 1992) para controle de temperatura em dispositivos eletrônicos com comprimentos entre 35 μm a 10 mm de comprimento, passando pelos

tubos de calor jumbo apresentado por Sotani et al (1988) com 0,356 m de diâmetro e 4,5 m de comprimento e capacidade de 20 kW.

Tem se também variações quanto à forma, como os tubos de calor retangulares e os tubos flexíveis.

Com princípios de funcionamento modificado em relação ao tradicional tem-se os tubos rotativos, que podem ser tubos com superfície interna cônica (Marto, 1976) e nos quais o fluido se movimenta por ação de forças centrífugas o com superfícies paralelas e estrutura porosa (Ismail e Miranda, 1988) onde além das forças centrífugas tem-se a capilaridade da tela para direcionar o escoamento; os discos rotativo; os químicos; os eletrohidrodinâmicos, etc.

Uma outra categoria de tubos de calor são os de condutância variável. São dispositivos nos quais o comprimento ativo do condensador é variável possibilitando se manter a temperatura do condensador praticamente constante mesmo quando se varia a quantidade de calor imposta no evaporador. Existem vários tipos de tubos de calor que estão classificados dentro desta categoria. Os mais comuns são os tubos com gás não condensável. Neste tipo de tubo é colocada uma quantidade de gás que não se condensa na faixa de temperaturas de funcionamento do dispositivo, junto com o fluido de trabalho (Figura 1.3).

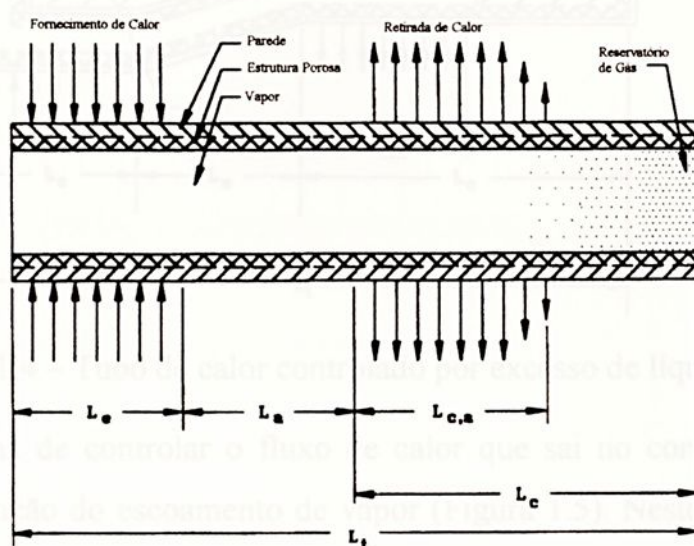


FIGURA 1.3 – Tubo de calor com gás não condensável

Com a operação do tubo este gás é naturalmente forçado para o condensador onde forma uma barreira para o escoamento de vapor determinando uma menor região de condensação. Quando o calor imposto ao tubo aumenta, a pressão interna do tubo também aumenta, comprimindo o gás e forçando-o a ocupar um menor volume e com isso tem-se um acréscimo no comprimento do condensador evitando que a temperatura do mesmo aumente significativamente. Quando o calor injetado diminui, o gás expande reduzindo a área de condensação.

Nas Figuras de 1.4 a 1.7 são mostrados alguns outros tipos de tubos controláveis. O primeiro deles (Figura 1.4) é o tubo controlado por excesso de líquido. Neste caso se usa o excesso do fluido de trabalho, na forma líquida, para bloquear parte do condensador. O movimento do fole causado pela variação de pressão no vapor controla o comprimento do condensador.

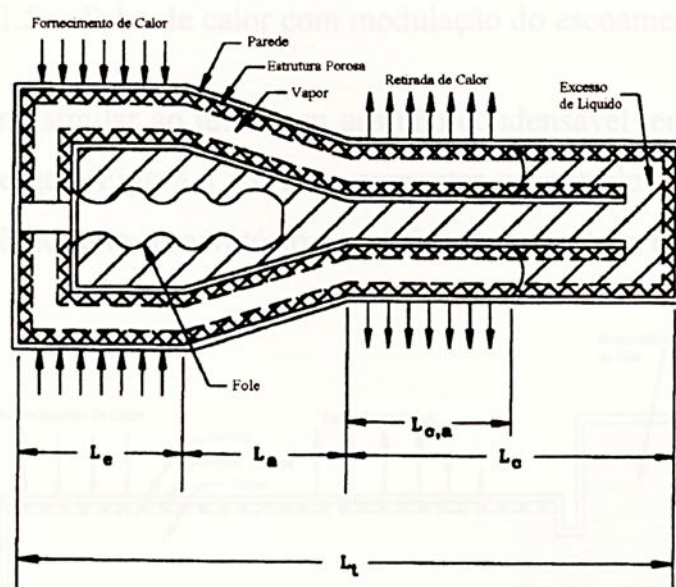


FIGURA 1.4 – Tubo de calor controlado por excesso de líquido

Outra forma de controlar o fluxo de calor que sai no condensador é através da modulação do escoamento de vapor (Figura 1.5). Neste sistema, a variação no fluxo de calor no evaporador modifica a pressão no fluido de controle que fica no interior do fole resultando no movimento do mesmo. A

queda de pressão e conseqüente queda de temperatura contrabalança a variação na carga térmica de entrada, permitindo que o tubo opere com fluxo de calor no condensador quase constante.

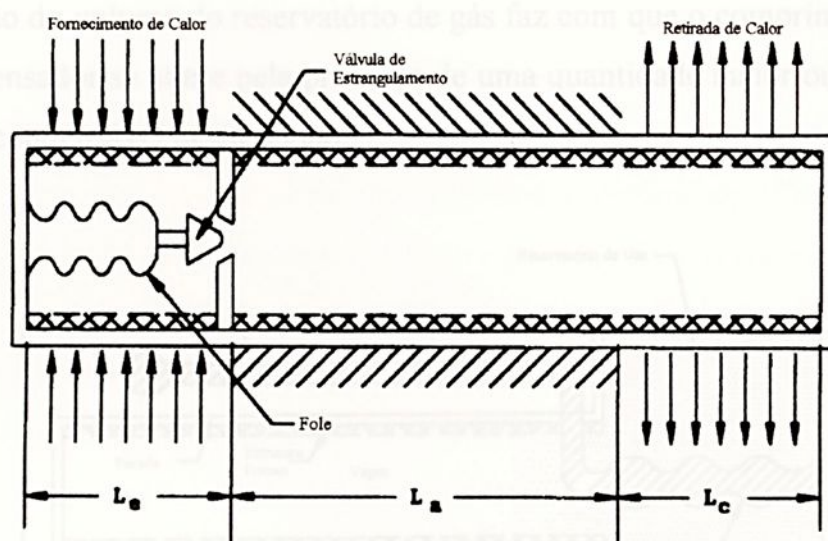


FIGURA 1.5 – Tubo de calor com modulação do escoamento de vapor

De forma similar ao tubo com gás não condensável tem-se o tubo com reservatório de gás (Figura 1.6). Para aumentar o controle pode-se adicionar resistências elétricas no reservatório como forma de variar a pressão do gás.

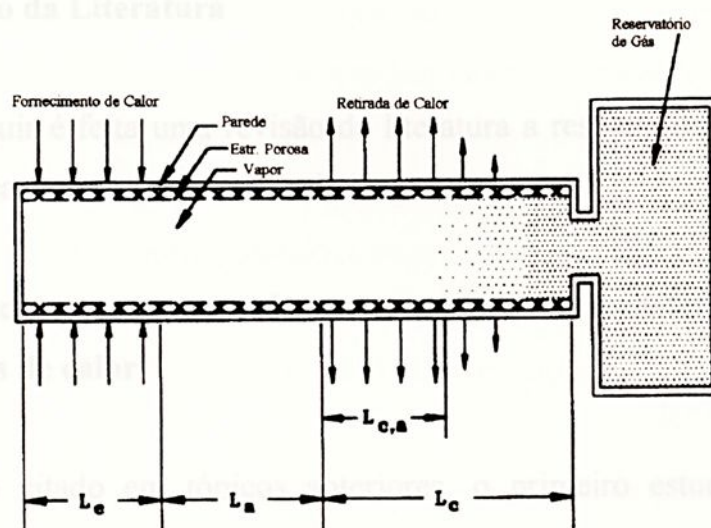


FIGURA 1.6 – Tubo controlável com reservatório de gás

Uma versão mais sofisticada é o tubo com controle por realimentação passiva (Figura 1.7). Utiliza-se um fluido auxiliar e dois foles. A variação na temperatura do evaporador causa a modificação da pressão do fluido auxiliar o que resulta na movimentação do fole externo pela ação do fole interno. Assim, a variação do volume do reservatório de gás faz com que o comprimento ativo do condensador se altere pela presença de uma quantidade maior ou menor de gás não condensável nesta região.

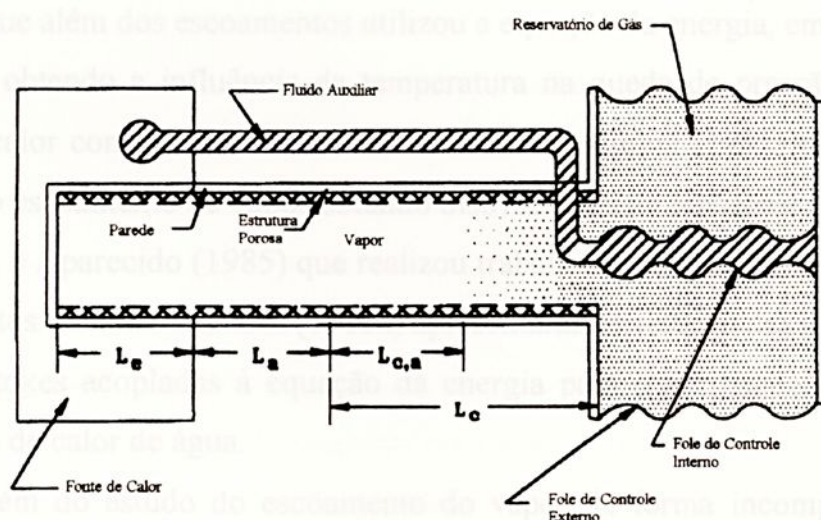


FIGURA 1.7 – Tubo de calor com realimentação passiva

1.4 – Revisão da Literatura

A seguir é feita uma revisão da literatura a respeito de tubos de calor dentro da área de interesse deste trabalho.

➤ Estudos dos escoamentos de vapor e líquido e transferência de calor nos tubos de calor

Como citado em tópicos anteriores, o primeiro estudo teórico dos escoamentos foi realizada por Cotter (1965) que usou os resultados obtidos por Yuan e Finkenstein (1955) para escoamento laminar e incompressível em

um tubo submetido a injeção e sucção uniformes de massa pelas paredes do tubo. Busse (1967), baseando-se nos perfis de velocidade de Hazen-Poiseuille com modificações e com as equações de Navier-Stokes obteve distribuições de pressões em tubos de calor longos.

Algumas soluções do escoamento de vapor baseadas nas equações de Navier-Stokes em sua forma bidimensional foram obtidas por Bankston e Smith (1971), usando formulação de função corrente e vorticidade, com simplificações nas condições de contorno para a vorticidade; Tien e Rohani (1972), que além dos escoamentos utilizou a equação da energia, em termos de entalpia, obtendo a influência da temperatura na queda de pressão para um tubo de calor com sódio como fluido e trabalho; Murcia (1982) que também estudou o escoamento de vapor obtendo distribuições de pressão e velocidades no vapor; e Aparecido (1985) que realizou trabalho similar ao de Murcia, para tubos curtos. Ismail e Zanardi (1986a) apresentaram a solução das equações de Navier-Stokes acopladas à equação da energia para o escoamento de vapor num tubo de calor de água.

Além do estudo do escoamento do vapor de forma incompressível é importante também, em certas situações, se considerar a compressibilidade do vapor. Kemme (1967) mostrou que o tubo de calor tem operação similar a um bocal convergente - divergente e que sob certas condições de operação poderiam ocorrer ondas de choque que limitariam o escoamento de vapor, e consequentemente, o calor transferido. Levy (1968) fez uma análise unidimensional do escoamento compressível do vapor no evaporador de um tubo de calor. Muitos outros trabalhos seguiram, principalmente relacionados ao início de operação de tubos com metais líquidos. Dentre os mais recentes podem ser citados Jang et al (1990, 1991) Cao e Faghri, (1992, 1993) e Faghri (1992).

Para o escoamento de líquido na estrutura porosa os primeiros trabalhos utilizam a equação de Darcy tal como em Kunz et al (1967), Lyman e Huang (1970). Atualmente, são utilizadas as equações desenvolvidas por Vafai e Tien

(1981) que modelam o escoamento de um fluido em um meio poroso considerando os termos de inércia, os termos viscosos e o termo de Darcy. Nestas equações as variáveis são consideradas como valores médios locais e o meio poroso saturado com o fluido é considerado um meio contínuo. Baseados nestas equações Vafai e Thiyagarja (1987) propuseram condições de contorno em interfaces entre um meio poroso saturado e um fluido ou um sólido. É sugerido independência entre os gradientes de pressão nas duas regiões, e condições de continuidade de velocidade e tensão de cisalhamento nas interfaces.

Zanardi (1989) apresenta uma solução numérica para tubos de calor de seção circular, levando em consideração os escoamentos de vapor e líquido e a transferência de calor na estrutura porosa e no casco do tubo de calor. Faghri e Chen (1989) e Chen e Faghri (1990) resolvem problema similar considerando compressibilidade e dissipação viscosa. Ismail e Zanardi (1996) publicam uma formulação generalizada bidimensional que permite o cálculo de temperatura, velocidades e distribuição de pressões em todas as regiões de tubos de calor com seção transversal circular e retangular.

➤ Tubos de calor autocontroláveis com gás não condensável

Tubos de condutância variável têm sido estudados por vários autores. Edwards e Marcus (1972) foram um dos primeiros autores a apresentar resultados experimentais deste dispositivo. Tien e Rohani (1972a , 1972b) propuseram uma teoria de tubos de calor com dois componentes e uma análise bidimensional da transferência de calor e massa na região próxima à interface líquido - gás. Peterson e Tien (1989a , 1989b) resolveram um modelo de difusão bidimensional para o gás não condensável; Kobayashi et al (1991) estudaram de forma analítica e experimental examinando o comportamento do escoamento da mistura vapor - gás e determinaram os efeitos sobre a taxa de



transferência de calor e Ochterbeck e Peterson (1993) determinaram os efeitos da quantidade de gás nas características de congelamento e descongelamento de um tubo cobre - água. Recentemente, Faghri e Haley (1994) modelaram um tubo bidimensional em regime transiente considerando propriedades variáveis e difusão vapor - gás.

Neste trabalho é apresentada uma sistematização das formulações para os escoamentos interno e externo e a transferência de calor em tubos de calor tradicionais de seção transversal circular e retangular desenvolvidas pelo autor deste trabalho em conjunto com outros pesquisadores.

A formulação aqui apresentada iniciou-se com o estudo do escoamento bidimensional de vapor no interior de um tubo de calor de seção circular apresentado na 6^a *International Heat Pipe Conference* (Ismail e Zanardi, 1986a). O escoamento de líquido foi então introduzido e os resultados obtidos foram publicados no 1^o *Simpósio Brasileiro de Transferência de Calor e de Massa* (Ismail e Zanardi, 1986b). Neste trabalho ainda se utilizou condições de não deslizamento na interface líquido-vapor, sendo que a condição mais fisicamente realista seria a de continuidade de velocidade e tensão de cisalhamento. Esta condição e a transferência de calor no tubo metálico foram incorporadas ao estudo (Zanardi, 1989). O desenvolvimento para o tubo de seção retangular foi feito dentro dos mesmos moldes, iniciando-se pelo escoamento de vapor causado principalmente pelo aquecimento da parte inferior do tubo e resfriamento da parte superior (Ismail e Zanardi, 1989), e posteriormente tratando o tubo da mesma forma que o tubo circular. Os escoamentos de líquido e transferência de calor no envelope metálico foram modelados e uma formulação generalizada foi proposta e publicada recentemente (Ismail e Zanardi, 1996). Entre os desenvolvimentos individuais e este último trabalho, o modelo foi testado utilizando-se dados experimentais obtidos McKinney (1969) e os resultados foram apresentados em

CAPÍTULO 2

2 FORMULAÇÕES TEÓRICAS PARA TUBOS DE CALOR

2.1 Tubos de calor tradicionais

Neste tópico é apresentada uma sistematização das formulações para os escoamentos interno e externo e a transferência de calor em tubos de calor tradicionais de seção transversal circular e retangular desenvolvidas pelo autor deste trabalho em conjunto com outros pesquisadores.

A formulação aqui apresentada iniciou-se com o estudo do escoamento bidimensional de vapor no interior de um tubo de calor de seção circular apresentado na 6th *International Heat Pipe Conference* (Ismail e Zanardi, 1986a). O escoamento de líquido foi então introduzido e os resultados obtidos foram publicados no 1º Simpósio Brasileiro de Transferência de Calor e de Massa (Ismail e Zanardi, 1986b). Neste trabalho ainda se utilizou condições de não deslizamento na interface líquido vapor, sendo que a condição mais fisicamente realista seria a de continuidade de velocidade e tensão de cisalhamento. Esta condição e a transferência de calor no tubo metálico foram incorporadas ao estudo (Zanardi, 1989). O desenvolvimento para o tubo de seção retangular foi feito dentro dos mesmos moldes, iniciando-se pelo escoamento de vapor causado primeiramente pelo aquecimento da parte inferior do tubo e resfriamento da parte superior (Ismail e Zanardi, 1989), e posteriormente tratando o tubo da mesma forma que o tubo circular. Os escoamento de líquido e transferência de calor no envelope metálico foram modelados e uma formulação generalizada foi proposta e publicada recentemente (Ismail e Zanardi, 1996). Entre os desenvolvimentos individuais e este último trabalho, o modelo foi testado utilizando-se dados experimentais obtidos McKinney (1969) e os resultados foram apresentados em



Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 1993
(Ismail e Zanardi, 1993).

A modelagem para tubos de calor foi feito baseado no esquema mostrado na Figura 2.1 e considerando as seguintes hipóteses simplificadoras:

1. Os escoamentos de vapor e líquido são laminares e em regime permanente;
2. A condensação e evaporação ocorrem somente na interface líquido - vapor e esta coincide com a interface física entre a região porosa e a região de vapor;
3. Na interface líquido - vapor, o vapor está na temperatura de saturação correspondente à pressão local;

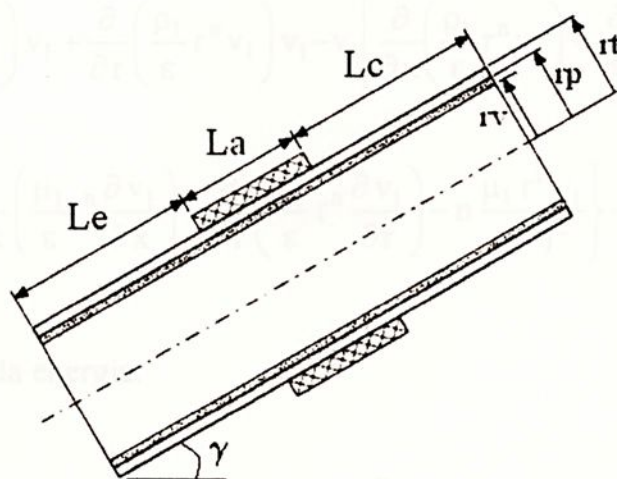


FIGURA 2.1. Parâmetros geométricos do tubo de calor

As equações para o escoamento de líquido na estrutura porosa podem ser escritas, em suas formas conservativas, usando as equações deduzidas por Vafai e Tien (1981) como :

➤ conservação da massa:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n u_l \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n v_l \right) = 0$$

➤ conservação da quantidade de movimento:

direção x:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n u_l \right) u_l + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n v_l \right) u_l - u_l \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n u_l \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n v_l \right) \right] \right\} \\ &= - \frac{\partial p_l}{\partial x} + \frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_l}{\epsilon} r^n \frac{\partial u_l}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\mu_l}{\epsilon} r^n \frac{\partial u_l}{\partial r} \right) \right\} - \frac{\mu_l}{K} u_l + \frac{\rho_l}{\epsilon} g \sin \gamma \end{aligned}$$

direção r:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n u_l \right) v_l + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n v_l \right) v_l - v_l \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n u_l \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n v_l \right) \right] \right\} \\ &= - \frac{\partial p_l}{\partial x} + \frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_l}{\epsilon} r^n \frac{\partial v_l}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\mu_l}{\epsilon} r^n \frac{\partial v_l}{\partial r} \right) - n \frac{\mu_l r^n v_l}{(r^n)^2} \right\} - \frac{\mu_l}{K} v_l \end{aligned}$$

➤ conservação da energia:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n u_l \right) T_l + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n v_l \right) T_l - T_l \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n u_l \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho_l}{\epsilon} r^n v_l \right) \right] \right\} \\ &= \frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k_{ef}}{\epsilon c_{pl}} r^n \frac{\partial T_l}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{k_{ef}}{\epsilon c_{pl}} r^n \frac{\partial T_l}{\partial r} \right) \right\} \end{aligned}$$

Nestas equações, as variáveis u , v , p , T são valores médios locais definidos por :

$$\langle \phi \rangle = \frac{1}{\vartheta_1} \int_{\vartheta_1} \phi \, d\vartheta$$

na qual ϑ_1 é um volume infinitesimal de líquido e $\langle \phi \rangle$ é o valor médio da variável ϕ , ε é a porosidade, k_{ef} é a condutividade térmica efetiva do meio poroso e K é a permeabilidade.

O escoamento de vapor é descrito pelas equações de Navier-Stokes juntamente com as equações da conservação da massa e da energia. Estas equações são escritas, na forma conservativa, como:

➤ conservação da massa:

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho_v r^n u_v) + (\rho_v r^n v_v) = 0$$

➤ conservação da quantidade de movimento:

direção x:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (\rho_v r^n u_v) u_v + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho_v}{\varepsilon} r^n v_v \right) u_v - u_v \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho_v r^n u_v) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_v r^n v_v) \right] \right\} \\ &= - \frac{\partial p_v}{\partial x} + \frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_v r^n \frac{\partial u_v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_v r^n \frac{\partial u_v}{\partial r} \right) \right\} + \rho_v g \sin \gamma \end{aligned}$$

direção r:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (\rho_v r^n u_v) v_v + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_v r^n v_v) v_v - v_v \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho_v r^n u_v) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_v r^n v_v) \right] \right\} \\ &= -\frac{\partial p_v}{\partial x} + \frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_v r^n \frac{\partial v_v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu_v r^n \frac{\partial v_v}{\partial r} \right) - n \frac{\mu_v r^n v_v}{(r^n)^2} \right\} \end{aligned}$$

➤ conservação da energia:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (\rho_v r^n u_v) T_v + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_v r^n v_v) T_v - T_v \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho_v r^n u_v) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho_v r^n v_v) \right] \right\} \\ &= \frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(k_v r^n \frac{\partial T_v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(k_v r^n \frac{\partial T_v}{\partial r} \right) \right\} \end{aligned}$$

A transferência de calor através do invólucro metálico é governada pela equação da condução para regime permanente, dada por :

$$\frac{1}{r^n} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(k_m r^n \frac{\partial T_m}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(k_m r^n \frac{\partial T_m}{\partial r} \right) \right\} = 0$$

Nas equações anteriores quando $n=1$ as equações são escritas em coordenadas cilíndricas e quando $n=0$ em coordenadas cartesianas.

Nota-se que nas equações anteriores aparece um termo da forma :

$$\phi \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (\rho r^n u) + \frac{\partial}{\partial r} (\rho r^n v) \right\}$$

ou seja, a variável principal da equação ($\phi = u, v, T$) multiplicando a equação da continuidade. Estes termos, quando se obtém a solução para os campos de velocidade, devem ser nulos. Porém como se tem soluções numéricas e, durante o processo iterativo, antes da convergência, a equação da continuidade não é necessariamente satisfeita, mantivemos estes termos durante os procedimentos de discretização e solução.

Fazendo as transformações adimensionais:

$$x^* = \frac{x}{L} \quad r^* = \frac{r}{r_v} \quad u^* = \frac{u}{v_r}$$

$$v^* = \frac{v}{v_r} \quad \rho^* = \frac{\rho}{\rho_r} \quad \mu^* = \frac{\mu}{\mu_r}$$

$$p^* = \frac{p}{r v_r^2}$$

v_r sendo uma velocidade de referência dada por :

$$v_r = \frac{Q}{2\pi r_v L_e \rho_v h_{fg}} ,$$

ρ_r e μ_r são respectivamente massa específica e viscosidade de referência, adotadas como o valor destas propriedades em uma dada temperatura e h_{fg} é o calor latente de vaporização do fluido de trabalho, obteremos:

Escoamento de líquido :

➤ conservação da massa

$$\frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} u_l^* \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} v_l^* \right) = 0$$

➤ conservação da quantidade de movimento:

direção x:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^{*n}} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} u_l^* \right) u_l^* + \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} v_l^* \right) u_l^* - u_l^* \left[\frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} u_l^* \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} v_l^* \right) \right] \right\} = - \left(\frac{r_v}{L} \right) \frac{\partial p_l^*}{\partial x^*} + \frac{1}{r^{*n}} \left\{ \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{\text{Re}_{\text{rp}}} \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\mu_l^*}{\varepsilon} r^{*n} \frac{\partial u_l^*}{\partial x^*} \right) + \right. \\ \left. + \frac{1}{\text{Re}_{\text{rp}}} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\mu_l^*}{\varepsilon} r^{*n} \frac{\partial u_l^*}{\partial r^*} \right) \right\} - \frac{\text{Dar}}{\text{Re}_{\text{rp}}} \mu_l^* u_l^* + \frac{\rho_l^*}{\varepsilon} \frac{r_v}{v_r} g \sin \gamma \end{aligned}$$

➤ conservação da massa

direção r:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^{*n}} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} u_l^* \right) v_l^* + \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} v_l^* \right) v_l^* - v_l^* \left[\frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} u_l^* \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} v_l^* \right) \right] \right\} = - \frac{\partial p_l^*}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*n}} \left\{ \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{\text{Re}_{\text{rp}}} \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\mu_l^*}{\varepsilon} r^{*n} \frac{\partial v_l^*}{\partial x^*} \right) + \right. \\ \left. \frac{1}{\text{Re}_{\text{rp}}} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\mu_l^*}{\varepsilon} r^{*n} \frac{\partial v_l^*}{\partial r^*} \right) \right\} - \frac{\text{Dar}}{\text{Re}_{\text{rp}}} \mu_l^* v_l^* - n \frac{1}{\text{Re}_{\text{rp}}} \frac{\mu_l^* r^{*n} v_l^*}{r^{*2n}} \end{aligned}$$

➤ conservação da energia:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^{*n}} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} u_l^* \right) T_l + \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} v_l^* \right) T_l - T_l \left[\frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} u_l^* \right) + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\rho_l^*}{\varepsilon} r^{*n} v_l^* \right) \right] \right\} = \frac{1}{r^{*n}} \left\{ \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\mu_l^*}{\text{Re}_{rp} \text{Pr}_p} r^{*n} \frac{\partial T_l}{\partial x^*} \right) + \right. \\ \left. + \frac{1}{\text{Re}_{rp}} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\mu_l^*}{\text{Re}_{rp} \text{Pr}_p} r^{*n} \frac{\partial T_l}{\partial r^*} \right) \right\} \end{aligned}$$

Escoamento de Vapor :

➤ conservação da massa

$$\frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^{*n} u_v^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^{*n} v_v^*) = 0$$

➤ conservação da quantidade de movimento:

direção x:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r^{*n}} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^{*n} u_v^*) u_v^* + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^{*n} v_v^*) u_v^* - u_v^* \left[\frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^{*n} u_v^*) + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^{*n} v_v^*) \right] \right\} = - \left(\frac{r_v}{L} \right) \frac{\partial p_v^*}{\partial x^*} + \frac{1}{r^{*n}} \left\{ \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{\text{Re}_r} \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\mu_v^* r^{*n} \frac{\partial u_v^*}{\partial x^*} \right) + \right. \\ \left. + \frac{1}{\text{Re}_r} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\mu_v^* r^{*n} \frac{\partial u_v^*}{\partial r^*} \right) \right\} + \rho_v^* \frac{r_v}{v_r} g \sin \gamma \end{aligned}$$

direção r :

$$\frac{1}{r^{*n}} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^{*n} u_v^*) v_v^* + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^{*n} v_v^*) v_v^* - v_v^* \left[\frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^{*n} u_v^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^{*n} v_v^*) \right] \right\} = - \frac{\partial p_v^*}{\partial r^*} + \frac{1}{r^{*n}} \left\{ \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{Re_r} \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\mu_v^* r^{*n} \frac{\partial v_v^*}{\partial x^*} \right) + \frac{1}{Re_r} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\mu_v^* r^{*n} \frac{\partial v_v^*}{\partial r^*} \right) \right\} - n \frac{1}{Re_r} \frac{\mu_v^* r^{*n} v_v^*}{r^{*2n}}$$

➤ conservação da energia:

$$\frac{1}{r^{*n}} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^{*n} u_v^*) T_v + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^{*n} v_v^*) T_v - T_v \left[\frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_v^* r^{*n} u_v^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_v^* r^{*n} v_v^*) \right] \right\} = \frac{1}{r^{*n}} \left\{ \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\mu_l^*}{Re_r Pr} r^{*n} \frac{\partial T_v}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\mu_v^*}{Re_r Pr} r^{*n} \frac{\partial T_v}{\partial r^*} \right) \right\}$$

Tubo metálico

➤ conservação da energia

$$\frac{1}{r^{*n}} \left\{ \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x^*} \left(k_m r^{*n} \frac{\partial T_m}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left(k_m r^{*n} \frac{\partial T_m}{\partial r^*} \right) \right\} = 0$$

com :

$$Re_r = \frac{\rho_{vr} v_r r_r}{\mu_{vr}} \quad Pr = \frac{\mu_{vr} c_{pv}}{k_v} \quad Re_{rp} = \frac{\mu_{vr} \rho_{lr}}{\mu_{lr} \rho_{vr}}$$

$$Pr_p = \frac{\mu_{lr} c_{pl}}{k_{eff}} \quad Dar = \frac{r_v^2 \varepsilon}{K}$$

As equações governantes são elípticas e exigem condições de contorno compatíveis com este tipo de equação. A seguir são apresentadas as condições de contorno utilizadas nas soluções das equações utilizadas.

a) Condições fora das interfaces

Escoamento de vapor

- não deslizamento nas superfícies sólidas

$$v_v^*(0, r^*) = v_v^*(1, r^*) = 0$$

- paredes laterais sólidas

$$u_v^*(0, r^*) = u_v^*(1, r^*) = 0$$

- simetria em $r^* = 0$

$$v_v^*(x^*, 0) = 0 \quad \frac{\partial u_v^*}{\partial r^*}(x^*, 0) = 0 \quad \frac{\partial T_v^*}{\partial r^*}(x^*, 0) = 0$$

- paredes laterais isoladas

$$\frac{\partial T_v^*}{\partial x^*}(0, r^*) = \frac{\partial T_v^*}{\partial x^*}(1, r^*) = 0$$

Escoamento de líquido

- não deslizamento nas superfícies sólidas

$$v_l^*(0, r^*) = v_l^*(1, r^*) = 0$$

paredes laterais sólidas

$$u_l^*(0, r^*) = u_l^*(1, r^*) = 0$$

paredes laterais isoladas

$$\frac{\partial T_l^*}{\partial x^*}(0, r^*) = \frac{\partial T_l^*}{\partial x^*}(1, r^*) = 0$$

Invólucro metálico

➤ paredes laterais isoladas

$$\frac{\partial T_m^*}{\partial x^*}(0, r^*) = \frac{\partial T_m^*}{\partial x^*}(1, r^*) = 0$$

➤ fluxo de calor no evaporador e condensador

$$\frac{-k_m}{r_v} \frac{\partial T_m}{\partial x^*}(x^*, \frac{r_t}{r_v}) = \pm Q$$

b) Condições de Contorno nas interfaces

Interface líquido - vapor

➤ balanço de energia na interface

$$v_v^*(x^*, 1) = \frac{1}{v_r} \left\{ \left[\frac{-k_{ef}}{\rho_{vr} r_v} \frac{\partial T_l}{\partial r^*} + \frac{-k_v}{\rho_{vr} r_v} \frac{\partial T_v}{\partial r^*} \right] (\rho^* h_{fg})^{-1} \right\}$$

➤ conservação da massa na interface

$$v_l^*(x^*, 1) = \frac{\rho_{vr} \rho_v^*}{\rho_{lr} \rho_l} v_v^*(x^*, 1)$$

- continuidade da velocidade na interface

$$u_v^*(x^*, l) = u_l^*(x^*, l)$$

- igualdade da tensão de cisalhamento na interface

$$\frac{\partial v_v^*}{\partial r^*}(x^*, l) = \frac{\mu_{lr} \mu_l^*}{\mu_{vr} \mu_v^*} \frac{\partial v_l^*}{\partial r^*}(x^*, l)$$

equilíbrio líquido-vapor

$$T_v(x^*, l) = T(p)$$

- continuidade da temperatura na interface

$$T_v(x^*, l) = T_l(x^*, l)$$

Interface líquido - tubo metálico

- parede sólida

$$v_l^*(x^*, \frac{r_p}{r_v}) = 0$$

- não deslizamento na superfície sólida

$$u_l^*(x^*, \frac{r_p}{r_v}) = 0$$

➤ continuidade do fluxo de calor e da temperatura na interface

$$k_m \frac{\partial T_m}{\partial r^*} \left(x^*, \frac{r_p}{r_v} \right) = k_{ef} \frac{\partial T_l}{\partial r^*} \left(x^*, \frac{r_p}{r_v} \right) \quad T_m \left(x^*, \frac{r_p}{r_v} \right) = T_l \left(x^*, \frac{r_p}{r_v} \right)$$

Quando se impõe condições de fluxo conhecido no evaporador e condensador, o problema se torna indeterminado, pois a equação diferencial da energia possui em seus termos somente derivadas das temperaturas e a condições de contorno nesta variável são todas em derivadas. Assim, se $T(x,r)$ é solução, $T(x,r) + \text{constante}$ também será solução. Neste caso, é necessário se conhecer a temperatura em pelo menos um ponto do tubo de calor. A condição de saturação na interface líquido – vapor exige o conhecimento das pressões nesta interface. Novamente, as equações de Navier-Stokes somente possibilitam o cálculo de diferenças de pressões e necessita-se então conhecer a pressão em um ponto. Desta forma, é adequado se adotar o valor de temperatura num ponto da interface, o que soluciona os dois problemas citados.

Se um dos fluxos de calor, aos quais o tubo de calor está submetido, for modelado como um fluxo convectivo ou radiante, o problema será perfeitamente definido e não haverá necessidade de se arbitrar nenhum valor de temperatura.

2.2 Tubos de calor com gás não condensável

Para este tipo de tubo de calor, existe a necessidade de se incorporar as equações para o gás não condensável. A modelagem deve então incluir as equações de Navier-Stokes e da energia para a região de gás além da equação de difusão de massa entre o vapor e o gás.

Os modelos chamados de frente plana não consideram a difusão gasosa, tratando o problema como se existisse uma membrana impermeável separando

os dois meios. Existem soluções analíticas quando se considera somente o escoamento de vapor de forma unidimensional.

A modelagem incluída neste trabalho, para um tubo de seção circular cilíndrica, foi desenvolvida com a finalidade de se verificar a influência da difusão em tubos de calor que operam em temperaturas moderadas e pressões internas não muito elevadas. Embora a difusão de massa não seja considerada, a difusão térmica e o transporte convectivo no gás são permitidos. A formulação e os resultados que serão apresentados fazem parte de Ribeiro (1998) e Zanardi e Ribeiro (2000a, 2000b).

Considerando o esquema da Figura 2.1, porém com uma região de gás no final do condensador, podemos formular os escoamentos e a transferência de calor em um tubo de calor autocontrolável com gás não condensável. As seguintes equações, já na forma adimensional, devem ser agregadas ao conjunto de equações do item anterior:

Região de gás

➤ Conservação da massa

$$\frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) = 0$$

➤ Conservação da quantidade de movimento

direção x

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) u_g^* + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) u_g^* - u_v^* \left[\frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) \right] \right\} \\ &= - \left(\frac{r_v}{L} \right) \frac{\partial p_g^*}{\partial x^*} + \frac{1}{r^*} \left\{ \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{\text{Re}_{rg}} \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\mu_g^* r^* \frac{\partial u_g^*}{\partial x^*} \right) + \frac{1}{\text{Re}_{rg}} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\mu_g^* r^* \frac{\partial u_g^*}{\partial r^*} \right) \right\} + \\ &+ \rho_g^* \frac{r_v}{v_r} g \sin \gamma \end{aligned}$$

direção r

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) v_g^* + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) v_g^* - v_g^* \left[\frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) \right] \right\} \\ &= -\frac{\partial p_g^*}{\partial r^*} + \frac{1}{r^*} \left\{ \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{1}{\text{Re}_{rg}} \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\mu_g^* r^* \frac{\partial v_g^*}{\partial x^*} \right) + \frac{1}{\text{Re}_{rg}} \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\mu_g^* r^* \frac{\partial v_g^*}{\partial r^*} \right) \right\} \\ & - \frac{1}{\text{Re}_{rg}} \frac{\mu_g^* r^* v_g^*}{r^{*2}} \end{aligned}$$

➤ Conservação da energia :

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r^*} \left\{ \frac{r_v}{L} \frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^* T_g) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^* T_g) - T_g \left[\frac{\partial}{\partial x^*} (\rho_g^* r^* u_g^*) + \frac{\partial}{\partial r^*} (\rho_g^* r^* v_g^*) \right] \right\} \\ &= \frac{1}{r^*} \left\{ \left(\frac{r_v}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial x^*} \left(\frac{\mu_l^*}{\text{Re}_{rg} \text{Pr}_g} r^* \frac{\partial T_g}{\partial x^*} \right) + \frac{\partial}{\partial r^*} \left(\frac{\mu_v^*}{\text{Re}_{rg} \text{Pr}_g} r^* \frac{\partial T_g}{\partial r^*} \right) \right\} \end{aligned}$$

As condições de contorno adicionais são:

➤ não deslizamento na superfície sólida

$$v_g^*(1, r^*) = 0$$

➤ parede sólida

$$u_g^*(1, r^*) = 0$$

➤ simetria em $r^* = 0$

$$v_g^*(x^*, 0) = 0 \quad \frac{\partial u_g^*}{\partial r^*}(x^*, 0) = 0 \quad \frac{\partial T_g^*}{\partial r^*}(x^*, 0) = 0$$

➤ parede lateral isolada

$$\frac{\partial T_g^*}{\partial x^*}(1, r^*) = 0$$

Interface líquido – gás

➤ continuidade de velocidade, de tensão de cisalhamento e de temperaturas e fluxos de calor

$$v_g(x^*, 1) = v_l(x^*, 1) = 0$$

$$u_g(x^*, 1) = u_l(x^*, 1)$$

$$\frac{\partial u_g^*}{\partial r^*}(x^*, 1) = \frac{\mu_{lr} \mu_l^*}{\mu_{gr} \mu_g^*} \frac{\partial v_l^*}{\partial r^*}(x^*, 1)$$

$$k_{\text{eff}} \frac{\partial T_l^*}{\partial r^*}(x^*, 1) = k_g \frac{\partial T_g^*}{\partial r^*}(x^*, 1)$$

$$T_g(x^*, 1) = T_l(x^*, 1)$$

Interface vapor - gas

➤ continuidade de velocidade, de tensão de cisalhamento e de temperaturas e fluxos de calor

$$u_v(x_{vg}^*, r^*) = u_g(x_{vg}^*, r^*) = 0$$

$$v_v(x_{vg}^*, r^*) = v_g(x_{vg}^*, r^*)$$

$$\frac{\partial v_v^*}{\partial r^*}(x_{vg}^*, r^*) = \frac{\mu_{gr} \mu_g^*}{\mu_{vr} \mu_v^*} \frac{\partial v_g^*}{\partial r^*}(x_{vg}^*, r^*)$$

$$k_v \frac{\partial T_v^*}{\partial r^*}(x_{vg}^*, r^*) = k_g \frac{\partial T_g^*}{\partial r^*}(x_{vg}^*, r^*)$$

2.3 Análise Numérica

Para a resolução do sistema de equações diferenciais que governam o movimento e a transferência de calor é adotado o método de volumes de controle finitos na forma apresentada por Patankar (1980).

Todas as equações podem ser escritas na forma geral :

$$\frac{\partial}{\partial x} (r^n J_x) + \frac{\partial}{\partial r} (r^n J_r) = S.$$

com

$$J_x = \rho u \phi - \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x}$$

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

e ϕ a variável dependente da equação.

Como em todos os métodos de volumes de controle, as equações em sua forma discretizadas são obtidas pela integração da equação sobre volumes de controle localizados ao redor de cada ponto da grade. O resultado desta integração nos fornece expressões do tipo

$$J_x^e A_e + J_r^n A_n = J_x^w A_w + J_r^s A_s + S_p V$$

na qual os A 's são as áreas associadas a cada face (e, n, s e w, Figura 2.2) e V é o volume do V.C.

O objetivo principal do esquema de discretização é expressar os diferentes fluxos J em termos dos valores de ϕ nos pontos da grade. Utilizando o esquema de discretização *Power Law* proposto por Patankar (1980), obtem-

se um sistema de equações algébricas, para cada variável em estudo, que tem a forma geral :

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b$$

$$\frac{a}{D} = \max \left(0, \left((1 - 0.1 |P|)^5 \right) \right) + \max(-P, 0);$$

$$P = \frac{\rho u \Delta L}{\Gamma} \text{ é o número de Peclet local, } D = \frac{\Gamma A}{\Delta L} \text{ e } \Delta L \text{ é o comprimento}$$

característico do volume de controle na direção considerada. Os índices P, E, W, N e S correspondem aos ponto principal da grade e aos seus vizinhos a leste, oeste, norte e sul respectivamente (ver Figura 2.2).

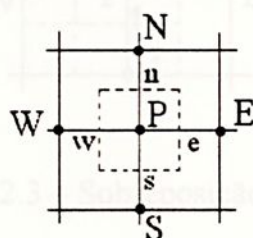


FIGURA 2.2 – Esquema da grade de discretização

Uma das dificuldades para a solução das equações do movimento, é a obtenção do campo de pressões pois não existe uma equação específica para esta variável. Neste trabalho optamos pelo Algoritmo SIMPLE desenvolvido por Patankar e Spalding (1972). Para a solução dos sistemas de equações foi utilizado um processo iterativo do tipo *line-by-line*.

2.3.1 - Grades para as diversas variáveis

Como mostrado por Patankar (1980), para se evitar soluções fisicamente não realistas, tanto do campo de pressões como dos campos de velocidades e temperaturas, deve-se utilizar de grades independentes para as

variáveis u , v , e p , sendo que a grade de u é deslocada na direção de x em relação à grade de p (e de T) e a grade de v deslocada na direção de r (ou y). Apesar da complexidade introduzida pela necessidade de se trabalhar com três grades diferentes, este procedimento pode vir a facilitar a aplicação das condições de contorno.

Na Figura 2.3 tem-se uma visão da sobreposição das grades e a localização relativas das velocidades em relação aos pontos de cálculos de pressão e temperatura.

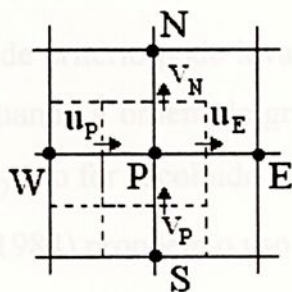


FIGURA 2.3 – Sobreposição das grades

2.3.2 Critérios de Convergência

A garantia de convergência para sistemas de equações não lineares é muito difícil de ser obtida. Para se evitar que numa iteração grandes alterações nos valores das variáveis levem à divergência do processo de solução, devem ser impostos fatores de sub-relaxação para as variáveis. A convergência deve então ser verificada a cada iteração e a interrupção do processo iterativo deve ser feita através da adoção de um critério de convergência.

Na literatura encontram-se diversos tipos de critérios de convergência. O mais comum deles é o que impõe que a norma dos resíduos da k -ésima iteração seja menor que um determinado valor adotado.

$$\|r_p\|^k < \varepsilon_p$$

sendo esta norma simples :

$$\|r_p\| = \sum |(a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b - a_P \phi_P)|$$

ou Euclidiana

$$\|r_p\| = \left[\sum (a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b - a_P \phi_P)^2 \right]^{1/2}$$

A adoção deste tipo de critério pode levar a um tempo de computação excessivo principalmente quando a ordem de grandeza dos coeficientes e das variáveis não é pequena e ε_p não for escolhido levando em conta este fator.

Doormal e Raithby (1984) propõem o uso do critério

$$\|r_p\|^k \leq \gamma_p \|r_p\|^0$$

sendo $\|r_p\|^0$ a norma dos resíduos calculada com os valores iniciais arbitrados e γ_p é um valor na faixa de 0.25 a 0.05. Eles citam como vantagem a possibilidade de uso do mesmo valor de γ_p para a maioria dos problemas, o que evita uma triagem para a escolha de valores convenientes para o critério de convergência a cada problema a ser resolvido.

Foi escolhido um critério que leva em conta o erro médio por volume de controle, ou seja

$$\frac{\|r_p\|^k}{n_p} < \varepsilon_p$$

sendo o parâmetro ε_p escolhido de acordo com a ordem de grandeza da variável em questão.

2.3.3 Procedimentos de Solução

Com os sistemas de equações algébricas especificados e os critérios de convergência definidos pode-se então solucionar o problema. Devido às complexidades, principalmente nos acoplamentos entre as diversas regiões, a obtenção de uma solução conjunta de todos os sistemas é bastante difícil de implementar. A seguir são feitos alguns comentários sobre a forma de implementação das condições de contorno na interface líquido – vapor e, no caso de tubo controlável, da interface vapor – gás, que são os pontos de maior dificuldade no procedimento de solução.

Quando se resolve o problema do tubo tradicional com a imposição de fluxos de calor conhecidos no evaporador e condensador, necessita-se impor a temperatura em um ponto da interface líquido – vapor, como já comentado anteriormente. Na realidade, no procedimento aqui adotado, impõe-se a pressão no ponto e obtém-se temperaturas de saturação utilizando a expressão fornecida por Irvine (1984) :

$$T_{\text{sat}}(p) = 0.426776 \times 10^{-2} - \frac{0.38927 \times 10^4}{\ln(p) - 0.948654 \times 10^1}$$

O processo de solução utilizado foi o que segue :

- Considerando, na primeira iteração, que todo o calor imposto no evaporador vaporiza o líquido, é calculada uma velocidade média de injeção nesta região e a correspondente velocidade média no condensador é obtida por um balanço de massa.
- Soluciona-se a equação da quantidade de movimento no vapor e no líquido, possibilitando-se assim se obter o campo de pressões. Com este

do campo calcula-se, através da expressão anterior a temperatura na interface líquido – vapor.

- Resolve-se os sistemas gerados pela equação da energia nas várias regiões, obtendo-se as distribuições de temperaturas
- Com as temperaturas é possível se reavaliar as velocidades de injeção e sucção e repetir o procedimento até sua convergência.

No caso em que o fluxo de calor no condensador é calculado por convecção, este procedimento deve ser alterado. O método proposto consiste em se adotar um valor de pressão em um ponto da interface e utilizar o processo já descrito. Ao final de cada iteração, o calor que é retirado no condensador é calculado e comparado com o calor que entra no evaporador. A pressão imposta deve ser corrigida até que estes dois valores seja iguais dentro de algum critério. A correção pode ser realizada através de :

$$p_{\text{ref}}^k = p_{\text{ref}}^{k-1} \frac{Q_c}{Q_e}$$

Este procedimento mostrou-se bastante efetivo quando se utiliza propriedades constantes no tubo. Quando se considera propriedades variáveis com a temperatura, as equações ganham algumas novas não linearidades e o processo de convergência mostrou se tornar mais lento e em muitas situações, instável.

No caso da solução para tubos com gás não condensável, inicialmente não se sabe qual será o volume ocupado pelo gás e durante o processo iterativo, deve-se permitir a movimentação da fronteira.

A posição desta fronteira é função da pressão interna do tubo. Inicialmente esta fronteira é fixada de acordo com a quantidade de gás e com uma temperatura esperada de operação. A malha é então construída permitindo um processo de solução parecido com o descrito com a inclusão

dos sistemas de equações para o gás. A cada iteração a localização da fronteira é recalculada, utilizando a equação dos gases perfeitos, e nova malha é construída. Quando a variação da posição é menor que metade da distância entre o último ponto no vapor e o primeiro no gás, a malha é esticada ou comprimida, com um fole, se mantendo o número de pontos em cada seção. Se a variação for maior, são alterados os números de pontos no evaporador e região de gás, mantendo-se a soma dos números de pontos na direção constante.

3.1 Tubos de calor com seção transversal circular

O sistema de equações foi resolvido para um tubo de calor com estrutura metálica de cobre e água como fluido de trabalho. Vários valores de fluxos de calor foram utilizados através da variação do número de Reynolds de injeção.

Na Figura 3.1 está apresentada a distribuição de velocidades axiais no evaporador para $Re_c = 2.8$. Para a faixa do número de Reynolds utilizada (de 0 a 14), perfis parabólicos foram encontrados.



FIGURA 3.1 – Velocidade axial do vapor no evaporador

CAPÍTULO 3

3 RESULTADOS PARA TUBOS DE CALOR INDIVIDUAIS

São apresentados e comentados a seguir os resultados obtidos utilizando as formulações mostradas no capítulo 2. Estes resultados estão divididos em três grupos : o primeiro trata dos escoamentos em um tubo de seção transversal circular; no segundo estão os obtidos para os tubos de calor de seção retangular; finalmente no terceiro grupo, tem-se os resultados para tubos de seção circular com gás não condensável.

3.1 Tubos de calor com seção transversal circular

O sistema de equações foi resolvido para um tubo de calor com estrutura metálica de cobre e água como fluido de trabalho. Vários valores de fluxos de calor foram utilizados através da variação do número de Reynolds de injeção.

Na Figura 3.1 está apresentada a distribuição de velocidades axiais no evaporador para $Re_r = 2.8$. Para a faixa de número de Reynolds utilizada (de 0 a 14), perfis parabólicos foram encontrados.

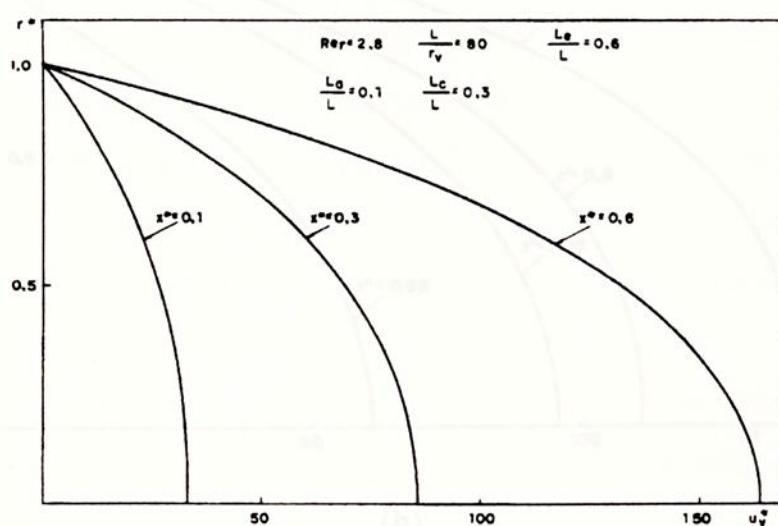
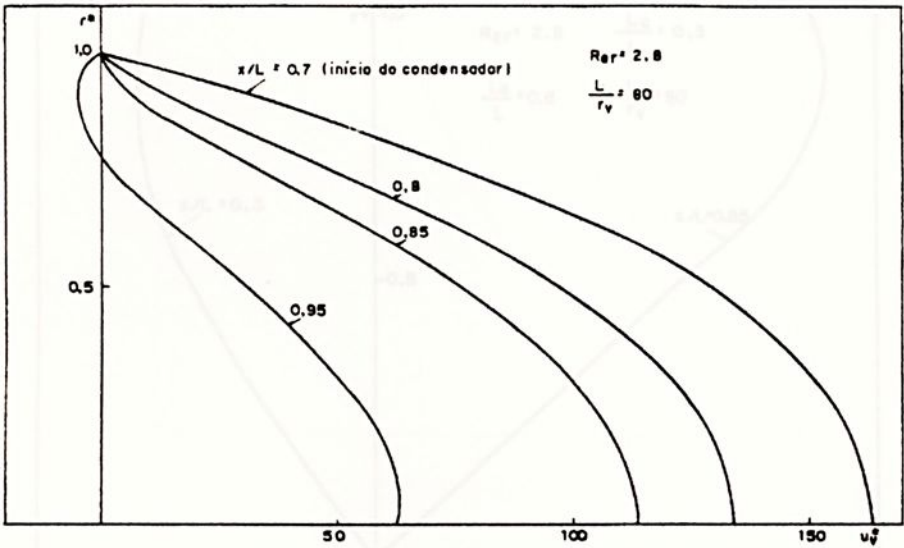
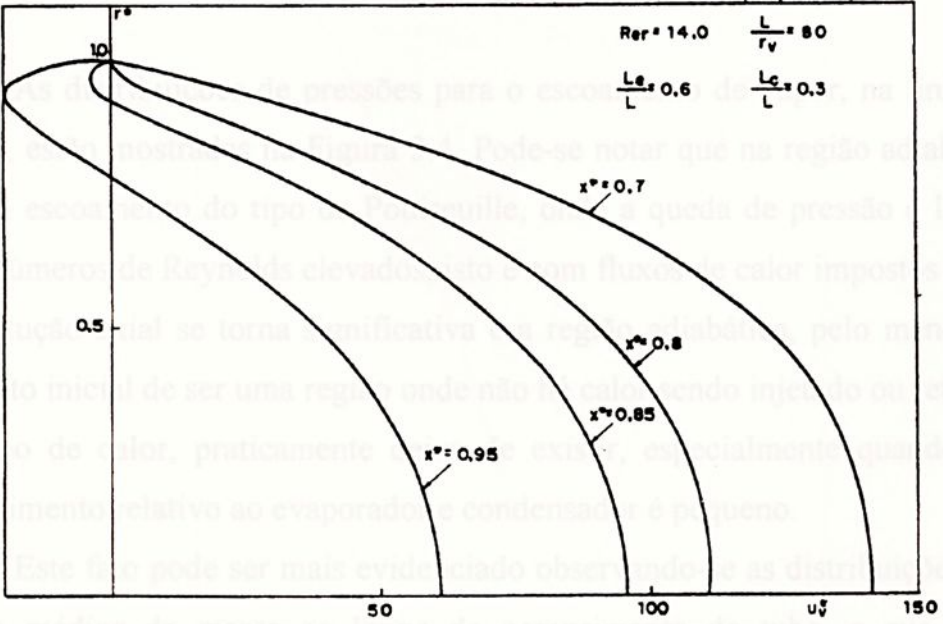


FIGURA 3.1 – Velocidade axial do vapor no evaporador

No condensador somente para Reynolds baixos os perfis se mantêm parabólicos e a partir de $Re_r = 2,8$ o escoamento começa a apresentar reversão na extremidade do tubo (Figura 3.2).



(a)



(b)

FIGURA 3.2– Velocidade axial do vapor no condensador
a) $Re_r = 2,8$ b) $Re_r = 14,0$

Perfis de velocidades radiais no centro do evaporador e do condensador são apresentados na Figura 3.3. O aumento do número de Reynolds não afeta significativamente o formato dos perfis

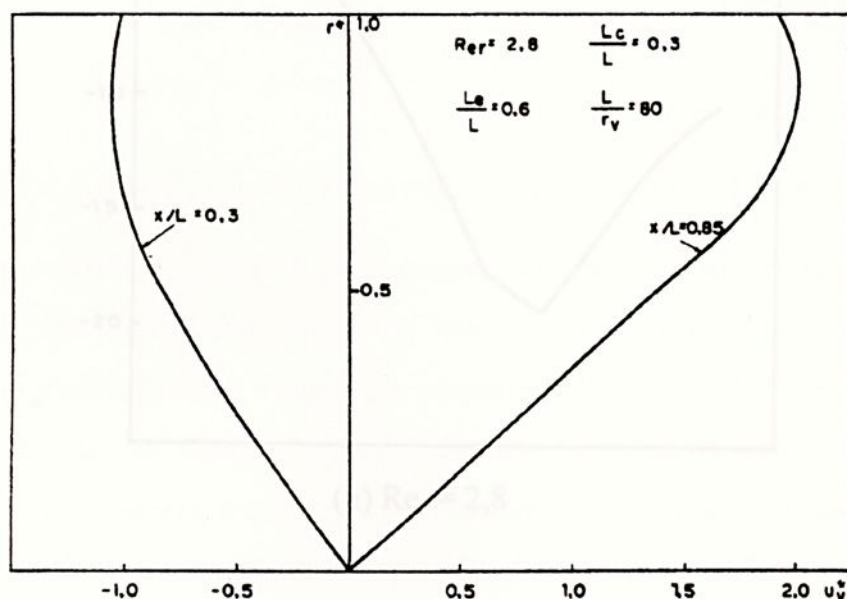


FIGURA 3.3 – Perfis radiais de velocidades no vapor

As distribuições de pressões para o escoamento de vapor, na linha de centro, estão mostradas na Figura 3.4. Pode-se notar que na região adiabática se tem escoamento do tipo de Pouiseuille, onde a queda de pressão é linear. Para números de Reynolds elevados, isto é com fluxos de calor impostos altos, a condução axial se torna significativa e a região adiabática, pelo menos no conceito inicial de ser uma região onde não há calor sendo injetado ou retirado no tubo de calor, praticamente deixa de existir, especialmente quando seu comprimento relativo ao evaporador e condensador é pequeno.

Este fato pode ser mais evidenciado observando-se as distribuições dos fluxos médios de massa ao longo do comprimento do tubo, e que estão representadas na Figura 3.5

FIGURA 3.4 – Distribuições de pressões no escoamento de vapor

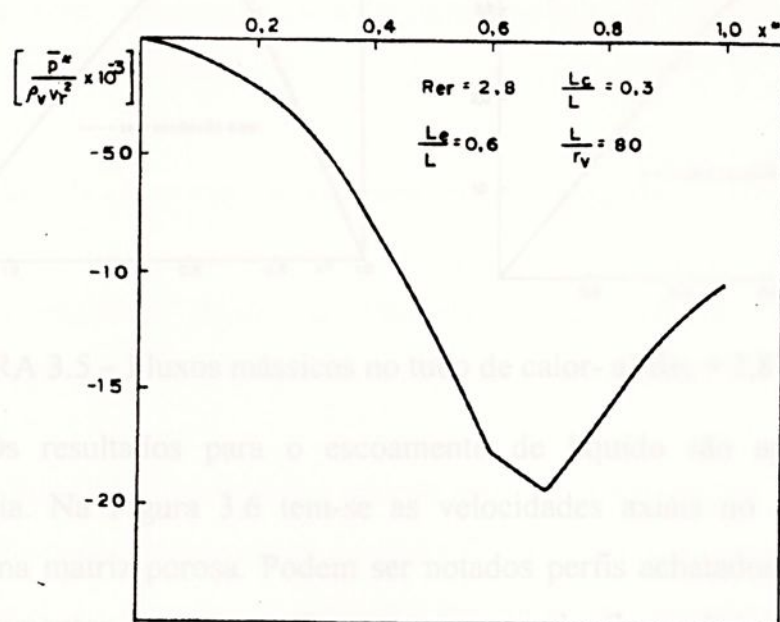
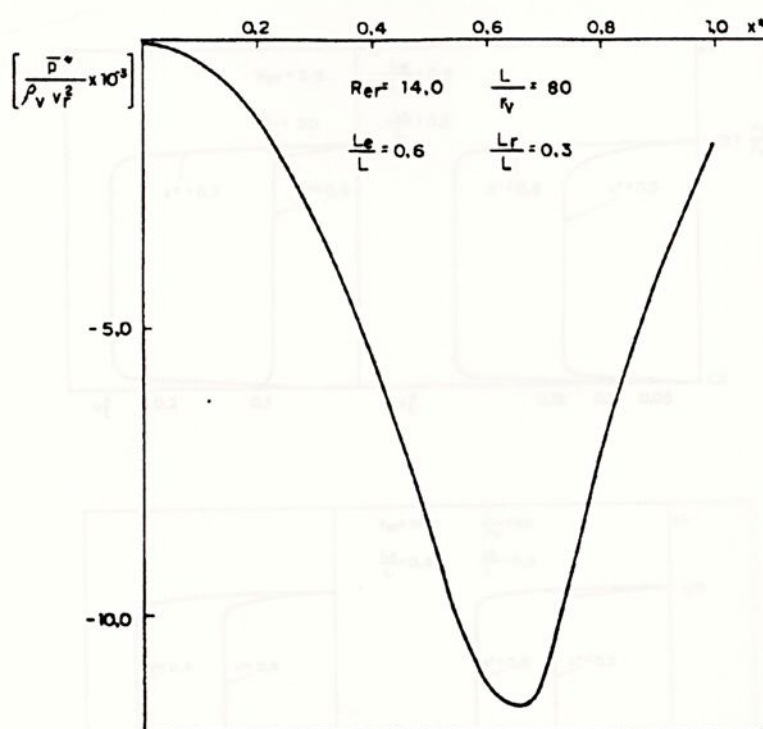
(a) $Re_r = 2.8$ (b) $Re_r = 14$

FIGURA 3.4 – Distribuições de pressões no escoamento de vapor

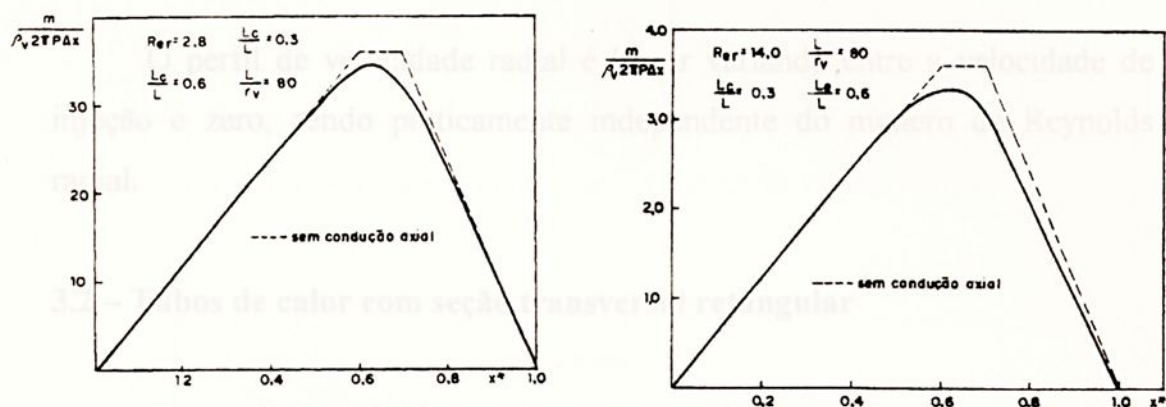


FIGURA 3.5 – Fluxos mássicos no tubo de calor- a) $Re_r = 2,8$ b) $Re_r = 14$.

Os resultados para o escoamento de líquido são apresentados na seqüência. Na Figura 3.6 tem-se as velocidades axiais no escoamento de líquido na matriz porosa. Podem ser notados perfis achatados característicos de escoamentos de Darcy. Com o aumento do fluxo de calor imposto, o líquido perto da interface começa a ser arrastado pelo vapor. Isso praticamente irá limitar o fluxo máximo que pode ser transferido pelo tubo.

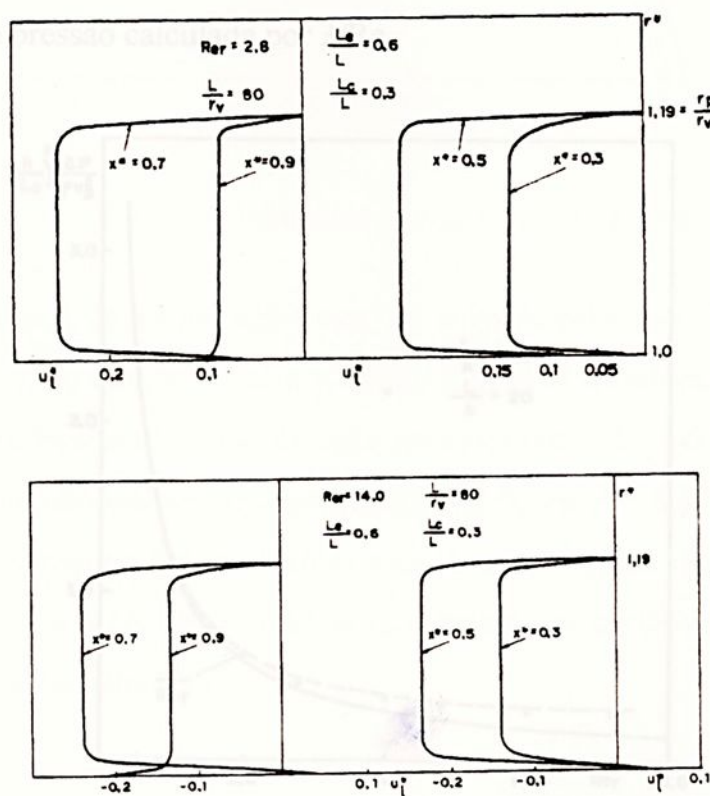


FIGURA 3.6 – Velocidades axiais do líquido no tubo de calor

O perfil de velocidade radial é linear variando entre a velocidade de injeção e zero, sendo praticamente independente do número de Reynolds radial.

3.2 – Tubos de calor com seção transversal retangular

Os resultados obtidos são bastante similares aos dos tubos circulares com alterações nos valores dos fluxos de calor onde os fenômenos começam a ocorrer.

A Figura 3.7 representa a relação entre o número de Reynolds radial e a razão L/h (comprimento/altura do tubo). O parâmetro que aparece no eixo das ordenadas é proveniente da adimensionalização da equação que governa o movimento de um fluido no interior de um duto de seção retangular largo, onde ocorre escoamento de Poiseuille. Para números de Reynolds abaixo de 3 o escoamento de vapor no tubo pode ser considerado como o de Poiseuille com queda de pressão calculada por $3/Re_r$.

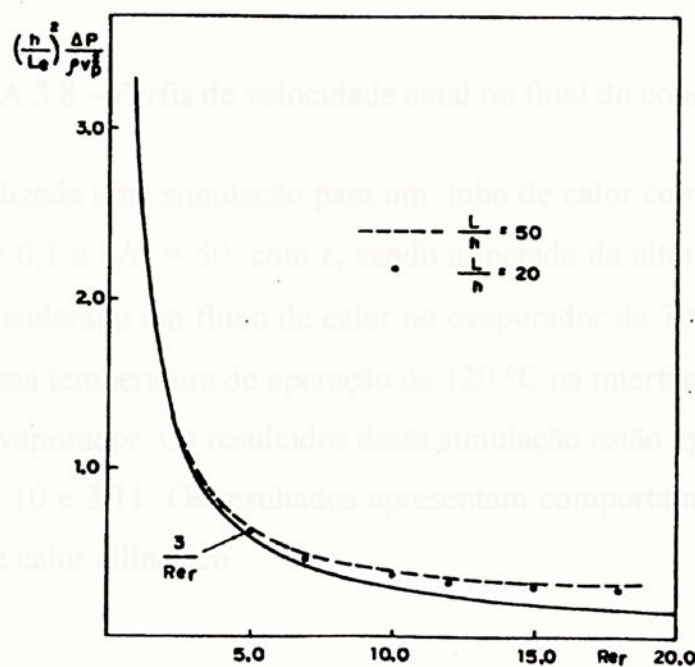


FIGURA 3.7 – Relação entre Re_r e h/L

Os perfis de velocidade axial no final do condensador, em função do número de Reynolds, podem se vistos na Figura 3.8. Para esta geometria, a reversão do fluxo inicia para números de Reynolds da ordem de 10.

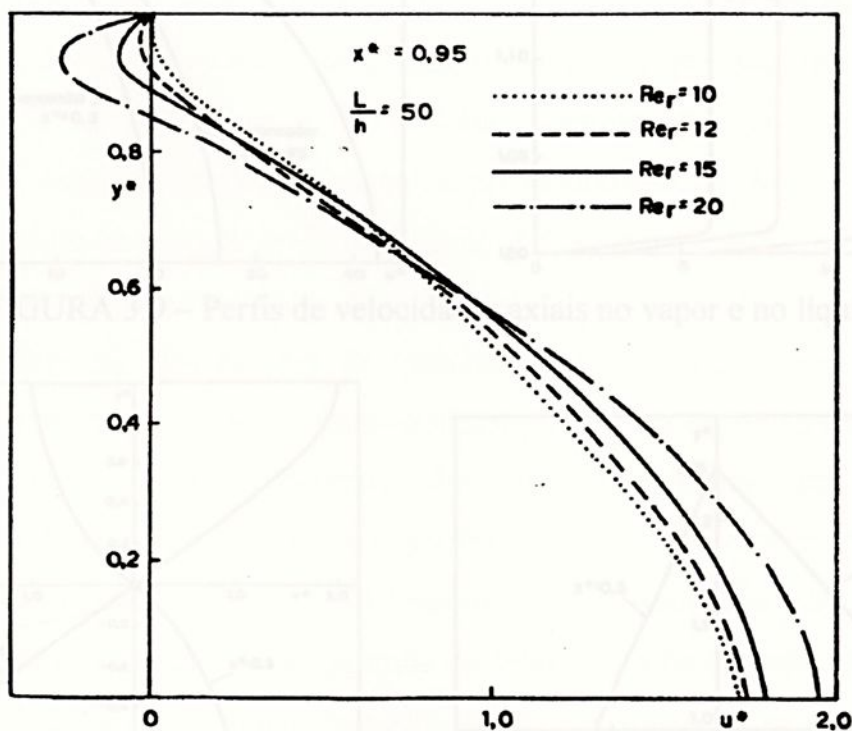


FIGURA 3.8 – Perfis de velocidade axial no final do condensador

FIGURA 3.10 – Perfis de velocidades radiais no vapor e no líquido

Foi realizada uma simulação para um tubo de calor com $L_e = 0,6 L$, $L_c = 0,3 L$, $L_a = 0,1$ e $L/r_v = 50$, com r_v sendo a metade da altura do espaço de vapor. Foi considerado um fluxo de calor no evaporador de 700 W ($Re_r \cong 10$) e admitindo uma temperatura de operação de 120 °C na interface líquido vapor no início do evaporador. Os resultados desta simulação estão apresentados nas Figuras 3.9, 3.10 e 3.11. Os resultados apresentam comportamentos similares aos do tubo de calor cilíndrico.

FIGURA 3.11 - Distribuições de pressões e temperaturas

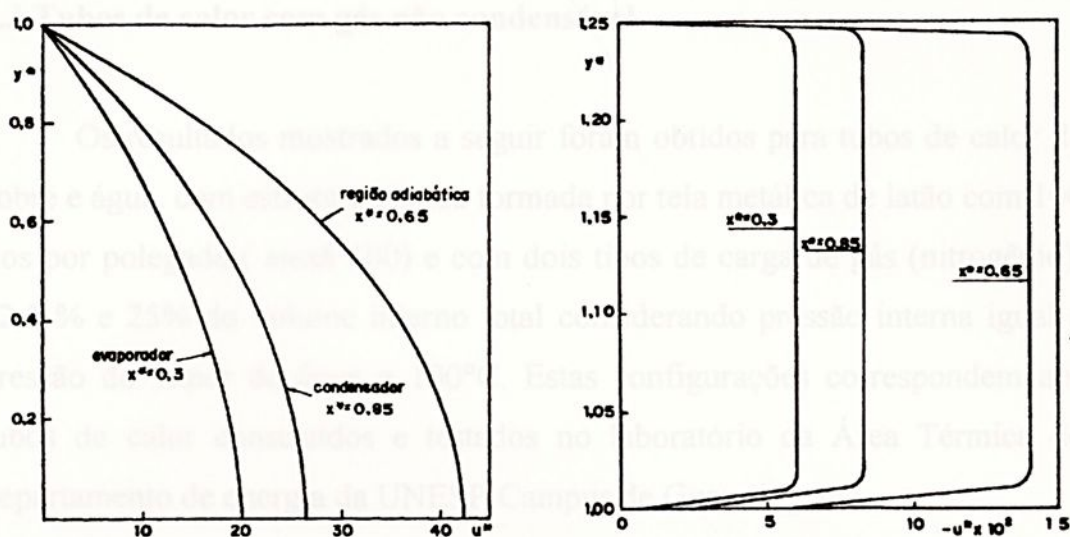


FIGURA 3.9 – Perfis de velocidades axiais no vapor e no líquido

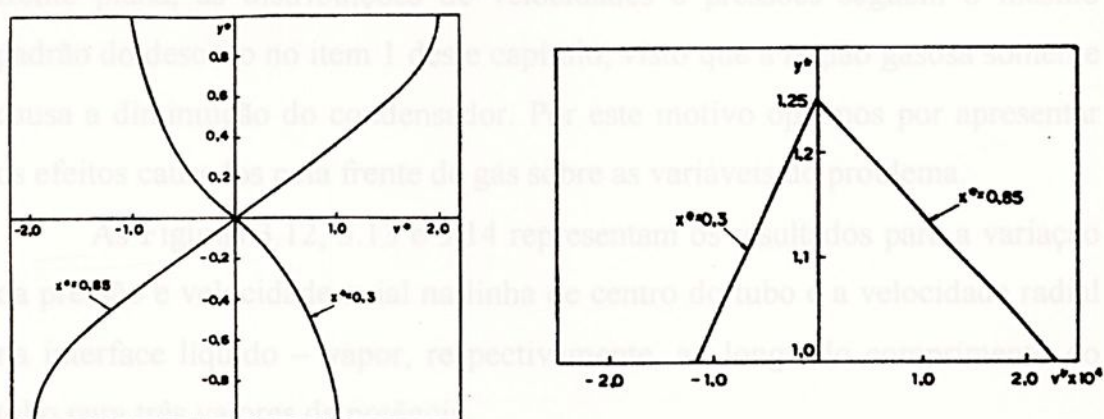


FIGURA 3.10 – Perfis de velocidades radiais no vapor e no líquido

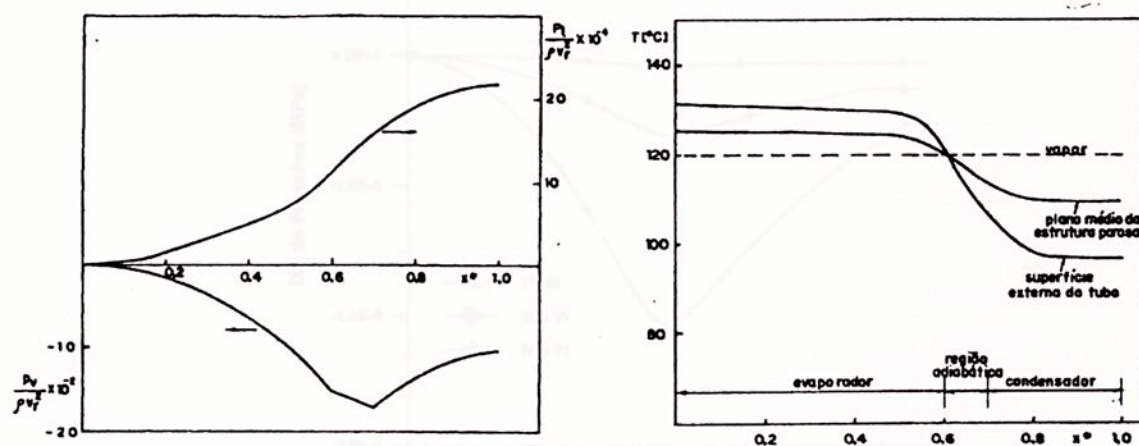


FIGURA 3.11- Distribuições de pressões e temperaturas

3.3 Tubos de calor com gás não condensável

Os resultados mostrados a seguir foram obtidos para tubos de calor de cobre e água, com estrutura porosa formada por tela metálica de latão com 100 fios por polegada (*mesh* 100) e com dois tipos de carga de gás (nitrogênio): 12,5 % e 25% do volume interno total considerando pressão interna igual à pressão do vapor de água a 100°C. Estas configurações correspondem aos tubos de calor construídos e testados no laboratório da Área Térmica do departamento de energia da UNESP-Campus de Guaratinguetá.

Como para o desenvolvimento do programa foi utilizado um modelo de frente plana, as distribuições de velocidades e pressões seguem o mesmo padrão do descrito no item 1 deste capítulo, visto que a região gasosa somente causa a diminuição do condensador. Por este motivo optamos por apresentar os efeitos causados pela frente de gás sobre as variáveis do problema.

As Figuras 3.12, 3.13 e 3.14 representam os resultados para a variação da pressão e velocidade axial na linha de centro do tubo e a velocidade radial na interface líquido – vapor, respectivamente, ao longo do comprimento do tubo para três valores de potência.

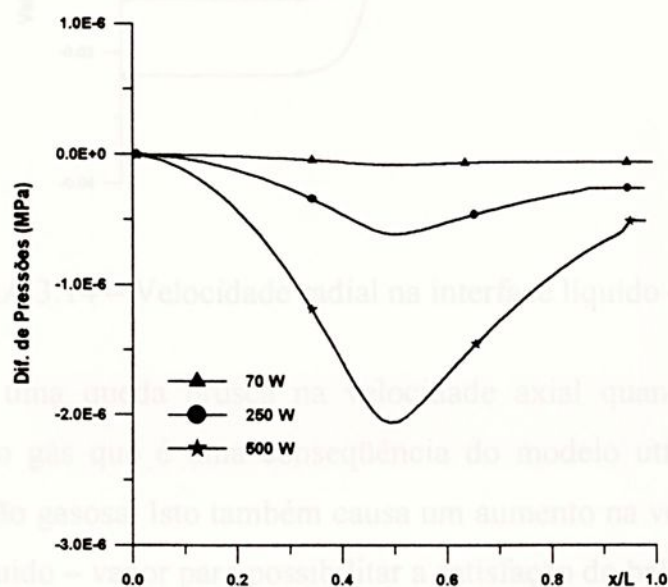


FIGURA 3.12 – Distribuições de pressões no centro do tubo

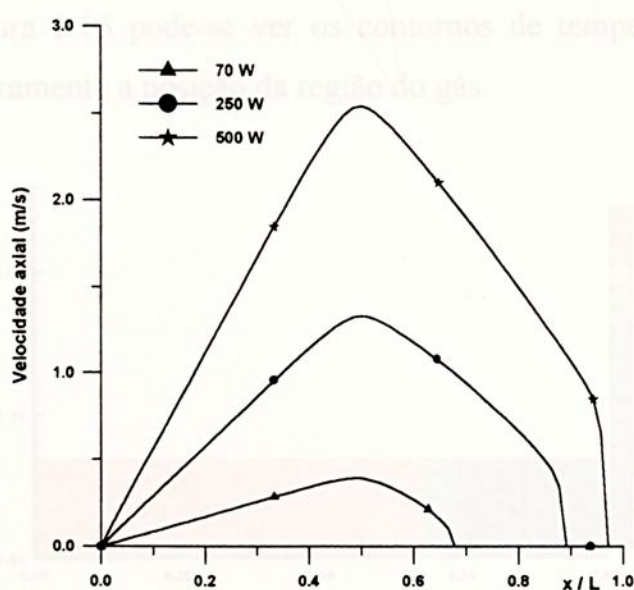


FIGURA 3.13 – Velocidade axial no centro do tubo

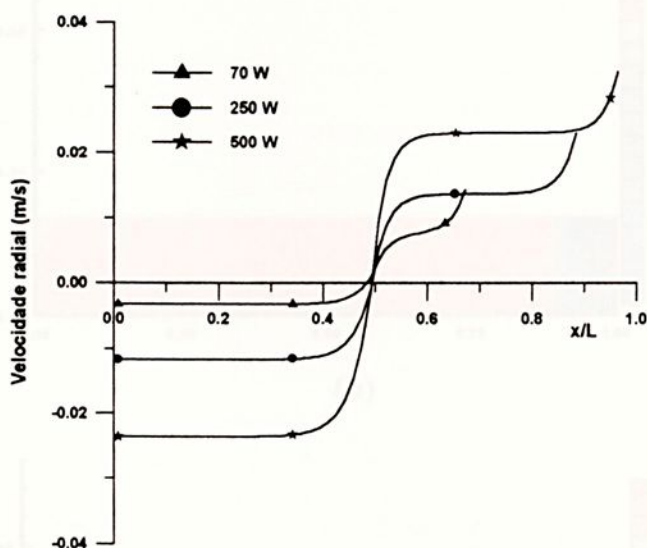
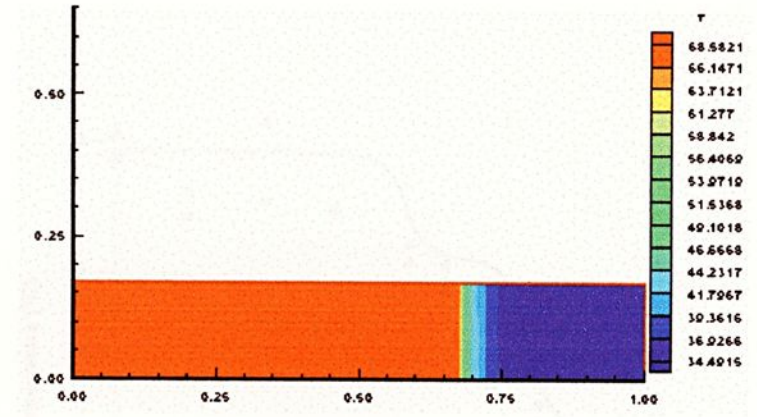


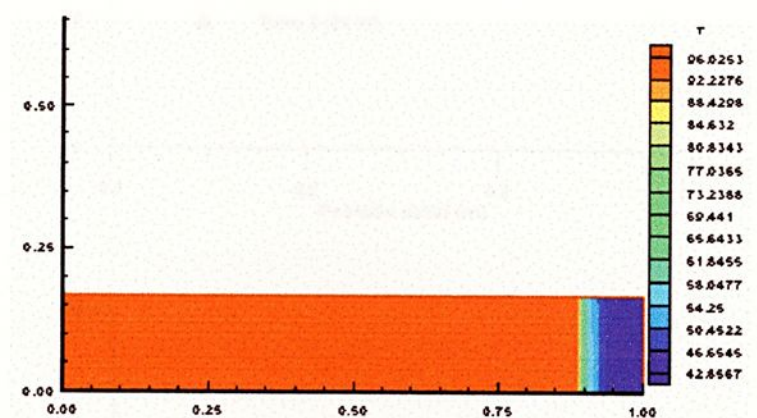
FIGURA 3.14 – Velocidade radial na interface líquido – vapor

Nota-se uma queda brusca na velocidade axial quando se atinge a interface com o gás que é uma consequência do modelo utilizado que não permite a difusão gasosa. Isto também causa um aumento na velocidade radial na interface líquido – vapor para possibilitar a satisfação do balanço de massa.

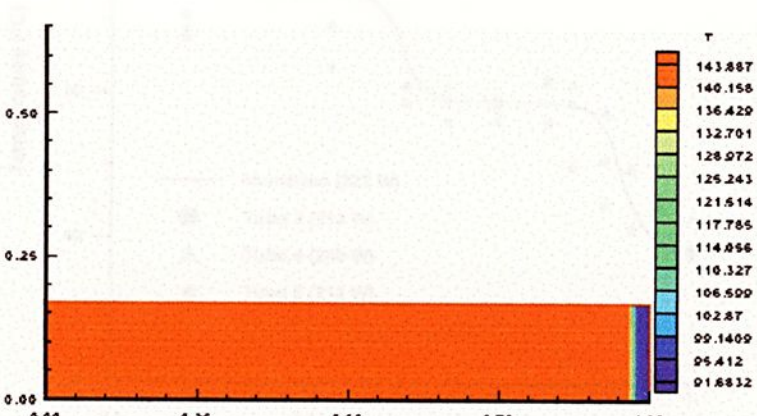
Na Figura 3.15 pode-se ver os contornos de temperaturas no vapor, notando-se claramente a posição da região do gás.



(a)



(b)



(c)

FIGURA 3.15 – Contornos de temperatura no vapor de N₂
a) 70 W b) 250W c) 500W

As comparações com alguns resultados experimentais podem ser vistas na Figura 3.16 para uma carga de 12,5 % de gás e Figura 3.17, para uma carga de 25%.

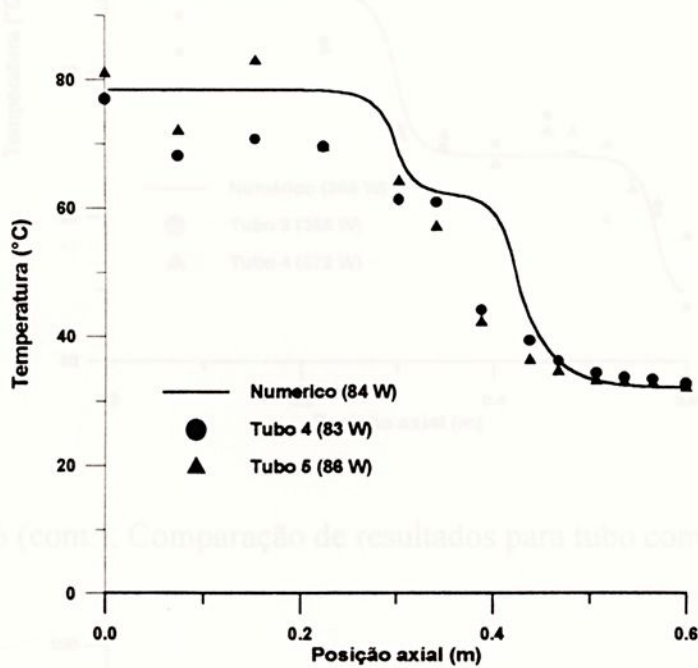


FIGURA 3.16 (cont.) Comparação de resultados para tubo com 12,5% de N_2

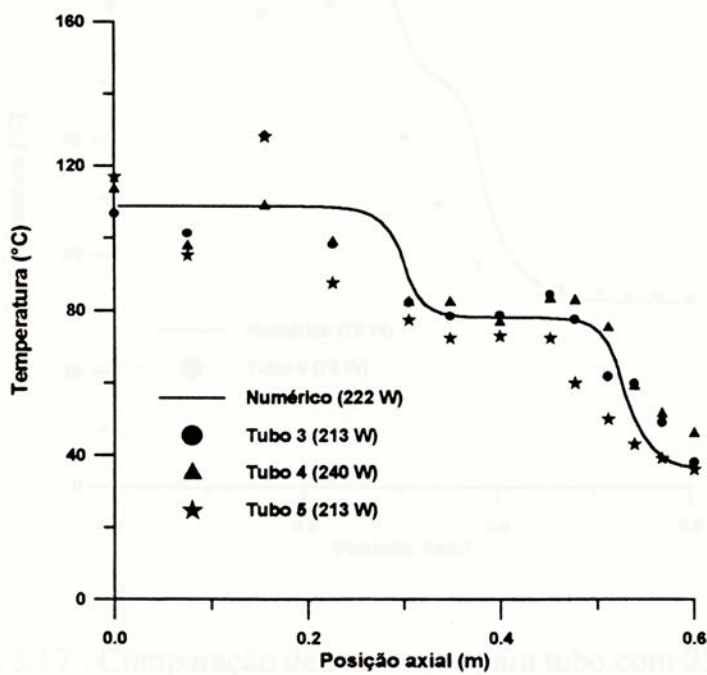


FIGURA 3.17 : Comparação de resultados para tubo com 25% de N_2

FIGURA 3.16 : Comparação de resultados para tubo com 12,5% de N_2

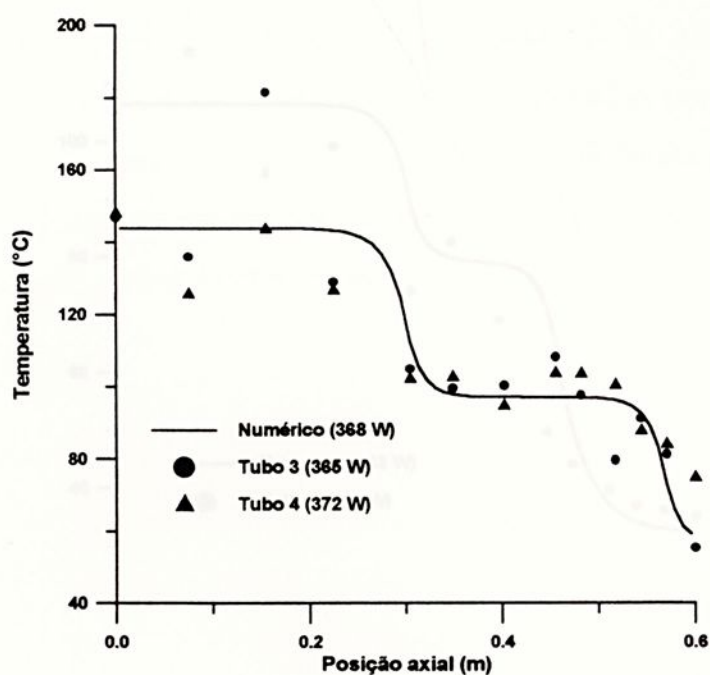


FIGURA 3.16 (cont.): Comparação de resultados para tubo com 12,5% de N_2

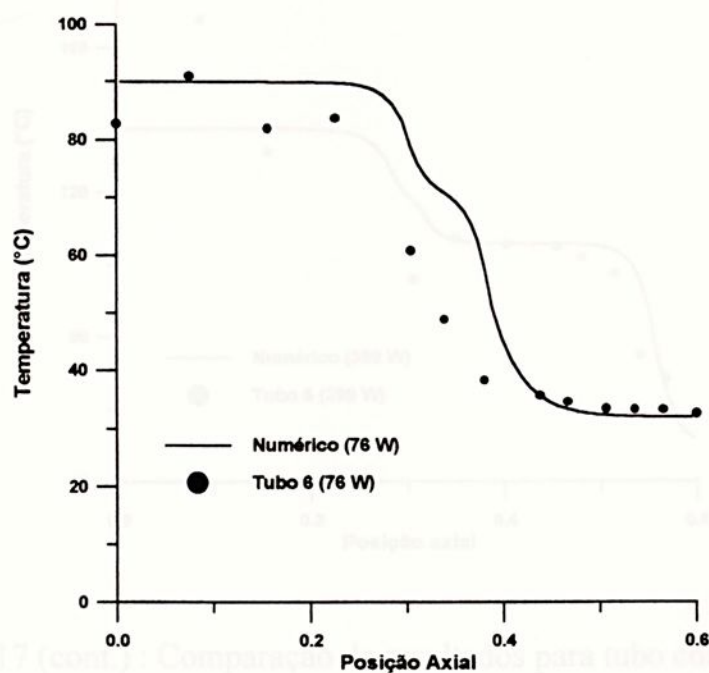


FIGURA 3.17 : Comparação de resultados para tubo com 25% de N_2

apresenta resultados bastante concordes com os resultados obtidos experimentalmente.

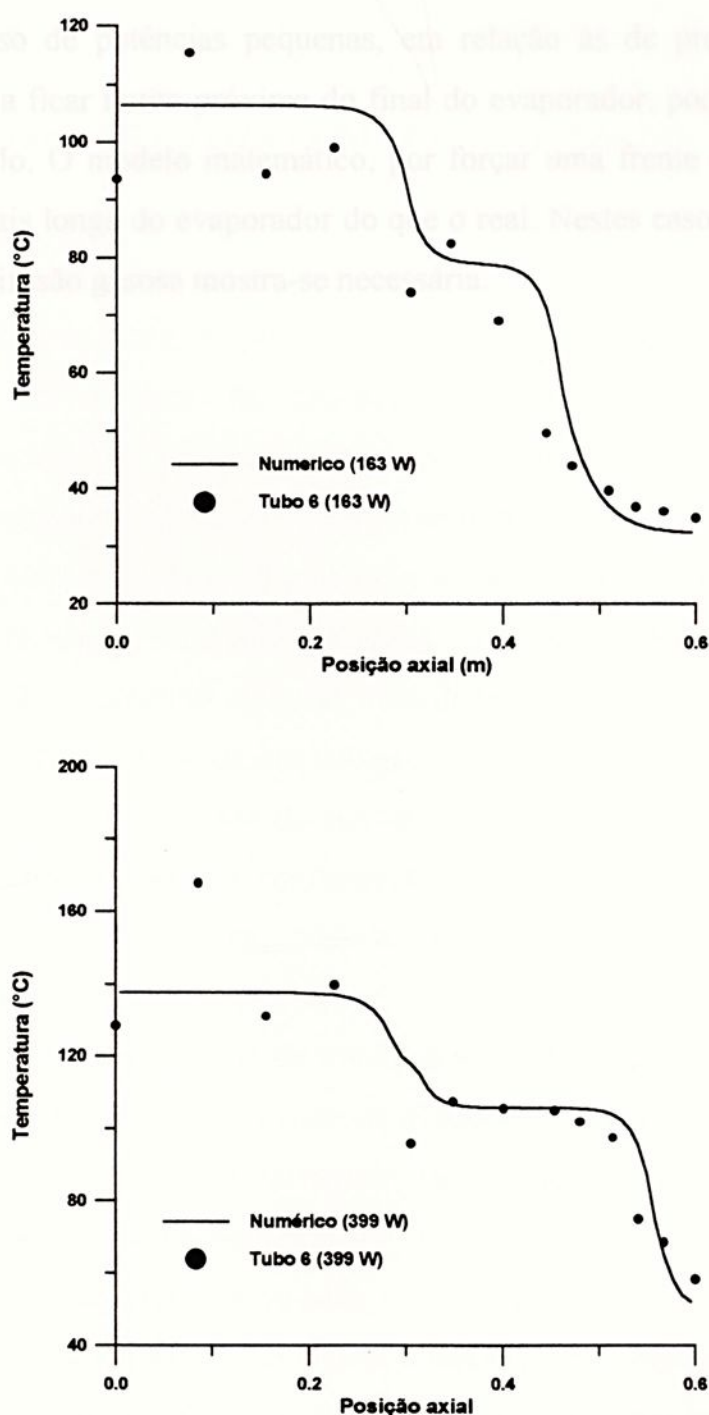


FIGURA 3.17 (cont.) : Comparação de resultados para tubo com 25% de N₂

Quando as potências são relativamente elevadas o modelo matemático apresenta resultados bastante concordantes com os resultados obtidos experimentalmente.

No caso de potências pequenas, em relação às de projeto, a frente gasosa tende a ficar muito próxima do final do evaporador, podendo algumas vezes invadi-lo. O modelo matemático, por forçar uma frente plana, tende a localizá-la mais longe do evaporador do que o real. Nestes casos, a adoção de modelos de difusão gasosa mostra-se necessária.

O uso de trocadores de calor com tubos de calor pode-se tornar bastante atrativa em vários tipos de aplicação, onde normalmente trocadores convencionais não são adequados, como por exemplo em situações onde a diferença de temperaturas entre as duas correntes é baixa.

Como neste tipo de trocador de calor os escoamentos dos fluidos quente e frio são externos, a colocação de aletas tanto no condensador como no evaporador podem aumentar muito as áreas de troca o que viabiliza a troca de calor entre dois gases. Além dessas vantagens, podemos ainda incluir:

- Eliminação da possibilidade de contaminação entre os fluidos: como as regiões de evaporação e de condensação podem ser separadas fisicamente por uma região adiabática, pode-se construir trocadores nos quais a contaminação nunca seja possível;
- Independência entre as áreas de troca das fontes quente e fria: as áreas de troca dependem dos comprimentos de evaporador e condensador dos tubos de calor. Assim, pode-se construir facilmente trocadores com áreas diferentes para os dois escoamentos;
- Facilidade de manutenção e limpeza.

Na literatura encontram-se alguns trabalhos com estudos deste tipo de equipamento. Amode e Feldman (1973) desenvolveram uma primeira análise utilizando a teoria de trocadores convencionais. Lee e Bedrossian (1978) estudaram experimentalmente trocadores de corrente cruzada com tubos de calor e termostáticos e Huang e Tsuei (1985) propuseram um método de análise. Análises específicas levando em consideração as características de funcionamento de tubos de calor são um pouco mais recentes, Marcia (1989),

CAPÍTULO 4

4 TROCADORES DE CALOR COM TUBOS DE CALOR

4.1 – Aspectos Gerais

O uso de trocadores de calor com tubos de calor pode-se tornar bastante atrativa em vários tipos de aplicação, onde normalmente trocadores convencionais não são adequados, como por exemplo em situações onde a diferença de temperaturas entre as duas corrente é baixa.

Como neste tipo de trocador de calor os escoamentos dos fluidos quente e frio são externos, a colocação de aletas tanto no condensador como no evaporador podem aumentar muito as áreas de troca o que viabiliza a troca de calor entre dois gases. Além dessas vantagens, podemos ainda incluir :

- Eliminação da possibilidade de contaminação entre os fluidos : como as regiões de evaporação e de condensação podem ser separadas fisicamente por uma região adiabática, pode-se construir trocadores nos quais a contaminação nunca seja possível;
- Independência entre as áreas de troca das fontes quente e fria : as áreas de troca dependem dos comprimentos de evaporador e condensador dos tubos de calor. Assim, pode-se construir facilmente trocadores com áreas diferentes para os dois escoamentos;
- Facilidade de manutenção e limpeza;

Na literatura encontram-se alguns trabalhos com estudos deste tipo de equipamento. Amode e Feldman (1975) desenvolveram uma primeira análise utilizando a teoria de trocadores convencionais. Lee e Bedrossian (1978) estudaram experimentalmente trocadores de corrente cruzada com tubos de calor e termossifões e Huang e Tsuei (1985) propuseram um método de análise. Análises específicas levando em consideração as características de funcionamento de tubos de calor são um pouco mais recentes, Murcia (1989),

tabela 4.2 cujo espelho está esquematizado na Figura 4.1



Paibert (1990). Estas análises consideram trocadores com tubos horizontais e apresentam expressões para os parâmetros de projeto : efetividade e NTU.

4.2 – Trocador de calor com tubos individuais

Para verificar a influência de outros parâmetros, foram realizados ensaios realizados no Laboratório da Área Térmica do Departamento de Energia, com um trocador de calor constituído por um banco de tubos de calor com as seguintes características:

TABELA 4.1 – Características dos tubos de calor

Tubo	
Material	Cobre
Diâmetro	2,54 mm
Espessura	0,9 mm
Comprimento	1500 mm
Aletas	
Material	Alumínio
Geometria	Helicoidal
Espaçamento	3 mm
Espessura	0,9 mm
Comprimento	10 mm
Estrutura Porosa	
Material	Bronze
Tipo	Tela (Mesh 60)
Diâmetro do fio	0,5 mm

Em todos os tubos, o fluido de trabalho utilizado foi água destilada e desmineralizada.

As características geométricas do trocador de calor estão mostradas na tabela 4.2 cujo espelho está esquematizado na Figura 4.1.

TABELA 4.2 – Característica geométricas do trocador de calor

Comprimento do trocador	$L = 1484 \text{ mm}$
Largura da seção de escoamento	$W = 740 \text{ mm}$
Profundidade	$T = 430 \text{ mm}$
Número de tubos	48
Comprimento do evaporador	$L/2$
Comprimento do condensador	$L/2$
Comprimento adiabático	Inexistente
Configuração dos tubos	Triangular
Espaçamento transversal	$S_n = 52 \text{ mm}$
Espaçamento longitudinal	$S_p = 76 \text{ mm}$

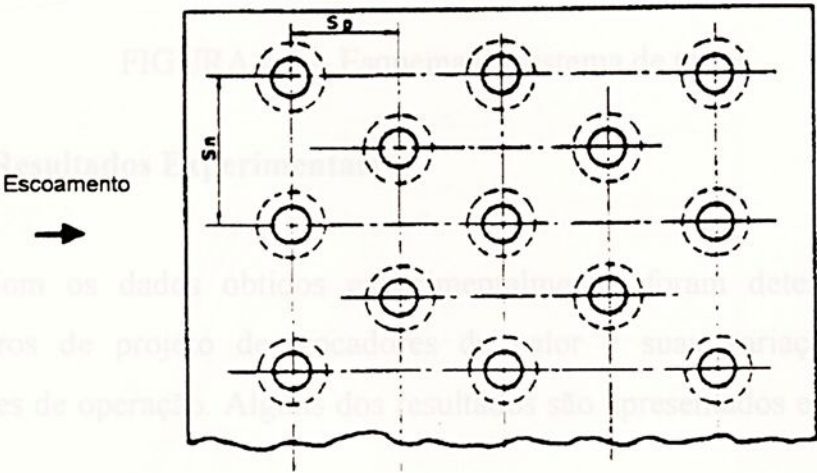
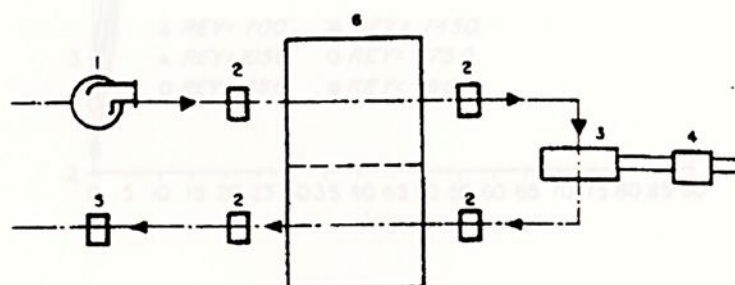


FIGURA 4.1 – Esquema dos espelhos do trocador de calor

O sistema de testes utilizados está esquematizado na Figura 4.2. Ele é composto de um ventilador centrífugo com fluxo máximo de $7000 \text{ m}^3/\text{h}$ e um aquecedor elétrico com potência variável até 45 kW . As medidas de temperatura de entrada e saída de cada seção foram feitas através de

termopares do tipo ferro-constantan. Em cada estação de medida a temperatura média de mistura da seção foi avaliada pela média de pelo menos 4 termopares colocados em diferentes pontos desta seção. A vazão de ar que circulava no sistema foi medida utilizando uma placa de orifício calibrada colocada no tubo de descarga do sistema. O trocador de calor foi testado para diferentes vazões, potências fornecidas e ângulos de inclinação.



- 1) ventilador 2) termopares 3) aquecedores 4) controle elétrico
5) medidor de vazão 6) trocador de calor

FIGURA 4.2 – Esquema do sistema de testes

4.2.1 – Resultados Experimentais

Com os dados obtidos experimentalmente, foram determinados os parâmetros de projeto de trocadores de calor e suas variações com as condições de operação. Alguns dos resultados são apresentados e comentados a seguir.

A influência do ângulo de inclinação sobre a efetividade, NTU e coeficiente global de transferência de calor, considerando diferentes vazões e uma potência externa de 36 kW, está representada nas Figuras 4.3, 4.4 e 4.5. O número de Reynolds é definido utilizando o espaçamento S_n como dimensão característica.

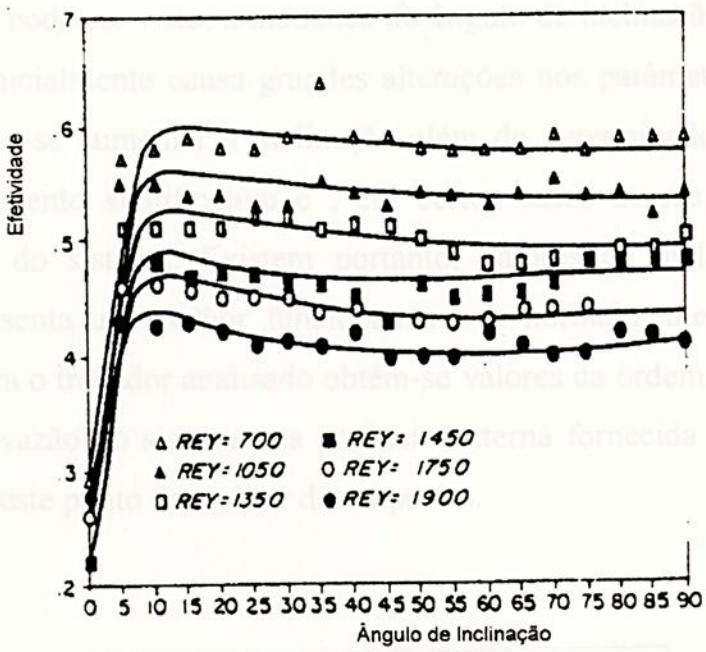


FIGURA 4.3 – Efetividade em função do ângulo de inclinação

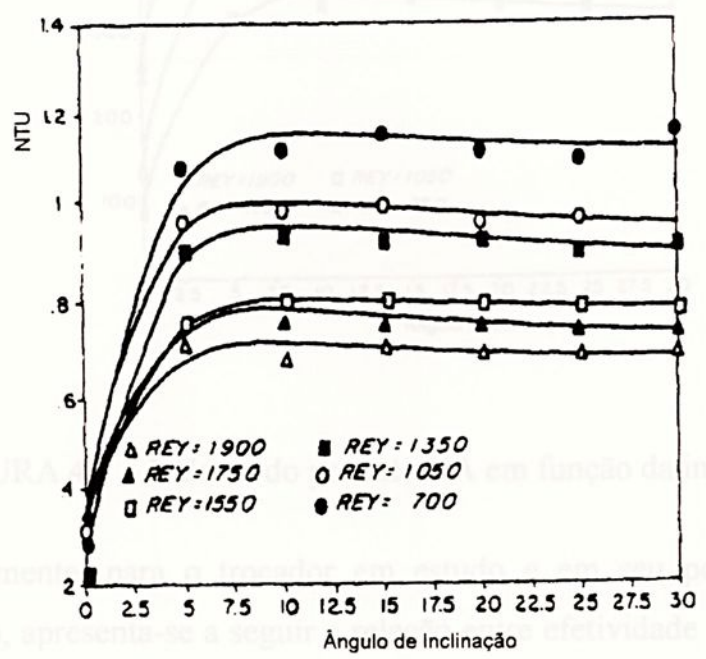


FIGURA 4.4 – NTU em função do ângulo de inclinação

Como pode ser visto, a mudança do ângulo de inclinação, em relação à horizontal, inicialmente causa grandes alterações nos parâmetros de projeto. Entretanto, ao se aumentar a inclinação além de determinado valor, não se consegue aumento significativo e, em certos casos ocorre uma piora no desempenho do sistema. Existem portanto, valores de inclinação onde o sistema apresenta um melhor funcionamento e normalmente este ângulo é pequeno. Para o trocador analisado obtém-se valores da ordem de 10 graus. A variação de vazão no sistema e a potência externa fornecida não mostraram afetar muito este ponto de melhor desempenho.

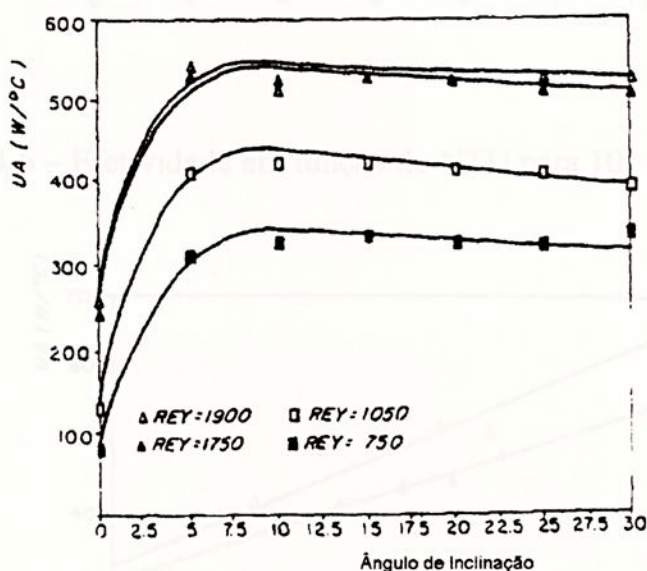


FIGURA 4.5 – Valores do produto UA em função da inclinação

Finalmente, para o trocador em estudo e em seu ponto de melhor desempenho, apresenta-se a seguir a relação entre efetividade e NTU (Figura 4.6) e do produto UA em função do número de Reynolds (vazão) para duas potências externas fornecidas pelas resistências elétricas (Figura 4.7).

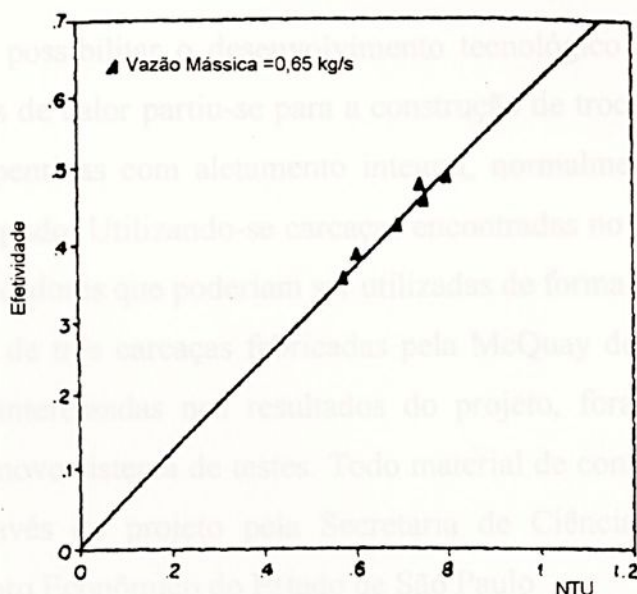


FIGURA 4.6 – Efetividade em função do NTU para 10° de inclinação

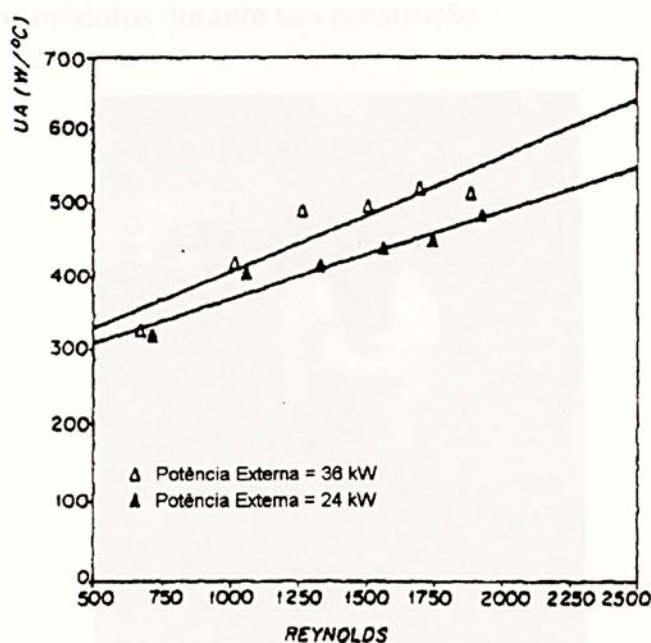


FIGURA 4.7 – UA em função de Reynolds para 10° de inclinação.

4.3 Trocadores de calor com aletamento integral

Visando possibilitar o desenvolvimento tecnológico de trocadores de calor com tubos de calor partiu-se para a construção de trocadores compactos a partir de serpentinas com aletamento integral, normalmente utilizadas em sistemas ar - líquido. Utilizando-se carcaças encontradas no mercado nacional se construiu trocadores que poderiam ser utilizadas de forma modular.

A partir de três carcaças fabricadas pela McQuay do Brasil, e doadas por empresas interessadas nos resultados do projeto, foram montados três módulos e um novo sistema de testes. Todo material de consumo utilizado foi financiado através de projeto pela Secretaria de Ciência e Tecnologia e Desenvolvimento Econômico do Estado de São Paulo.

As carcaças possuíam três fileiras de 14 tubos cada, com tubos de cobre de 1/2 polegada com dimensões : altura de 0,5 m (considerando os tubos na horizontal, largura de 0,5 m e profundidade de mm. Na Figura 4.8 está mostrado um dos módulos durante sua construção.



FIGURA 4.8 – Módulo do trocador de calor

Neste novo sistema de testes, as vazões de fluido quente e frio podem ser diferentes, e a inclinação e a potência fornecida podem variar. Uma visão global do sistema está apresentada nas Figuras 4.9 e 4.10 onde se tem o fluxo de um ventilador dividido em duas correntes e antes de se atingir a seção de testes o fluxo quente passa pelo banco de resistências.

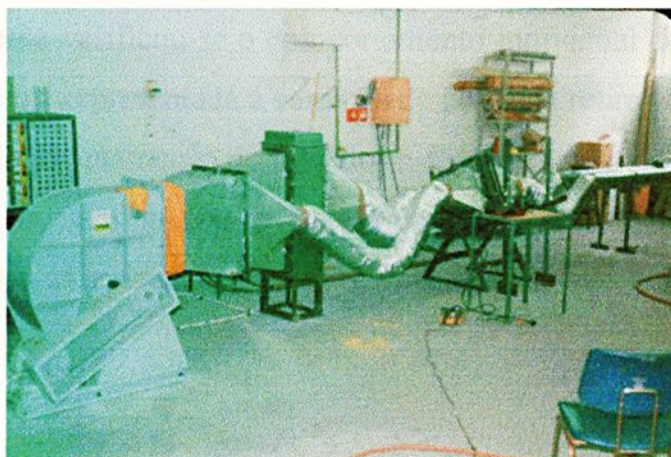


FIGURA 4.9 – Vista geral do sistema de testes

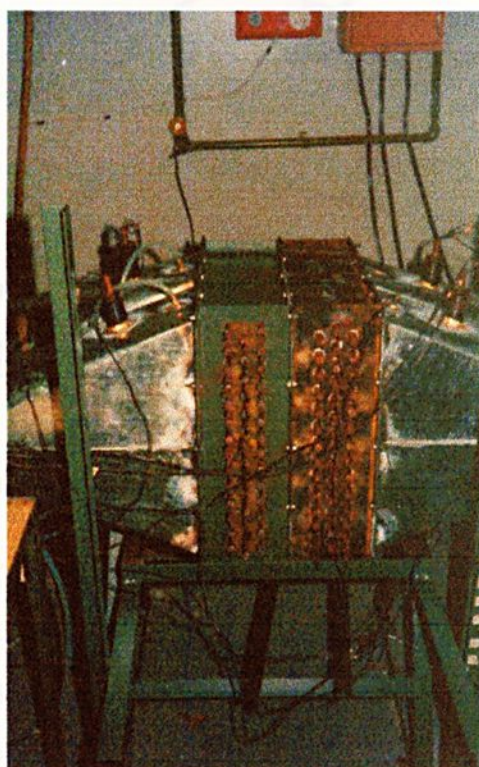


FIGURA 4.10 – Detalhe da montagem de 2 módulos

4.3.1 – Resultados Experimentais

Os resultados experimentais para módulos individuais e para conjuntos de 2 e 3 módulos são mostrados e comentados na sequência deste trabalho.

Foram realizados testes com a potência variando entre 3 e 12 KW e com vazões mássicas de ar entre 0,15 e 0,25 kg/s.

Inicialmente verificou-se o comportamento individual de cada módulo. Na Figura 4.11 está representada a variação de potência retirada do sistema em função do ângulo de inclinação do trocador e da vazão mássica que circula por um ramo sistema. Em todos os testes, como as áreas de evaporação e condensação eram as mesmas, se manteve vazões iguais nas duas seções.

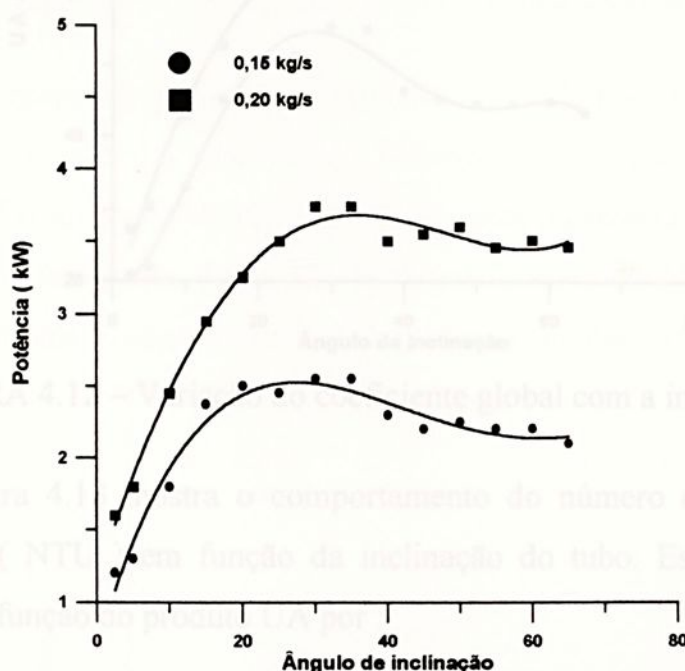


FIGURA 4.11 – Potência retirada por um módulo

Nota-se que existe a tendência de se ter ângulos de melhor funcionamento, que neste caso está ao redor de 30°.

O variação do parâmetro UA em função da inclinação está representado na Figura 4.12. A análise das curvas nos indica que o coeficiente global de transferência de calor aumenta com a inclinação até determinada posição e a partir dela existe uma estabilização e às vezes até mesmo um declínio. Este

comportamento provavelmente está ligado a variações de resistências internas do tubo, que ocorrem por se mudar as condições de escoamento do vapor e do líquido e por se modificar as condições de saturação e de ebulição do líquido na estrutura porosa. Como era de se esperar, o aumento de vazão, para as mesmas condições de entrada, tende a melhorar as condições de troca de calor.

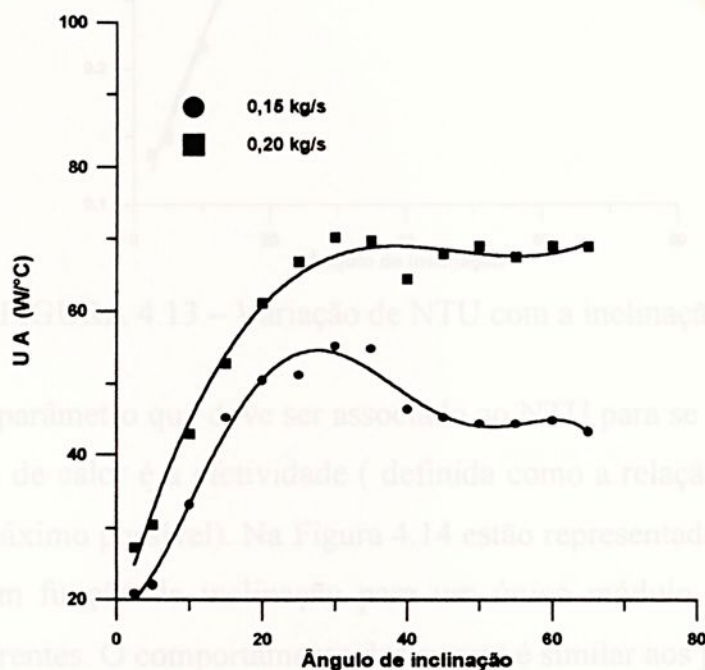


FIGURA 4.12 – Variação do coeficiente global com a inclinação

A Figura 4.13 mostra o comportamento do número de unidades de transferência (NTU) em função da inclinação do tubo. Este parâmetro é calculado em função do produto UA por :

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m} cp)_{\min}}$$

e assim, para determinada vazão, o comportamento da curva deve ser muito próximo ao comportamento do coeficiente global de transferência de calor.

FIGURA 4.14 – Efetividade em função da inclinação

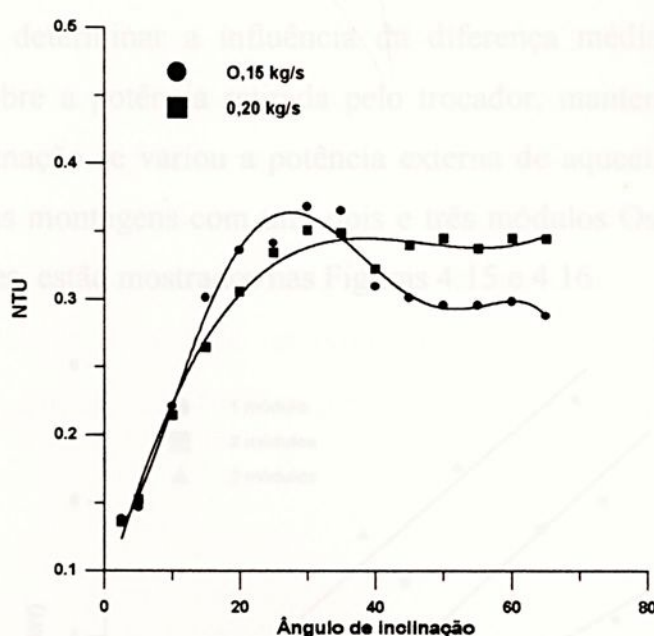


FIGURA 4.13 – Variação de NTU com a inclinação

Outro parâmetro que deve ser associado ao NTU para se fazer o projeto de trocadores de calor é a efetividade (definida como a relação entre o calor trocado e o máximo possível). Na Figura 4.14 estão representadas as curvas de efetividade em função da inclinação para um único módulo e duas vazões mássicas diferentes. O comportamento das curvas é similar aos já comentados.

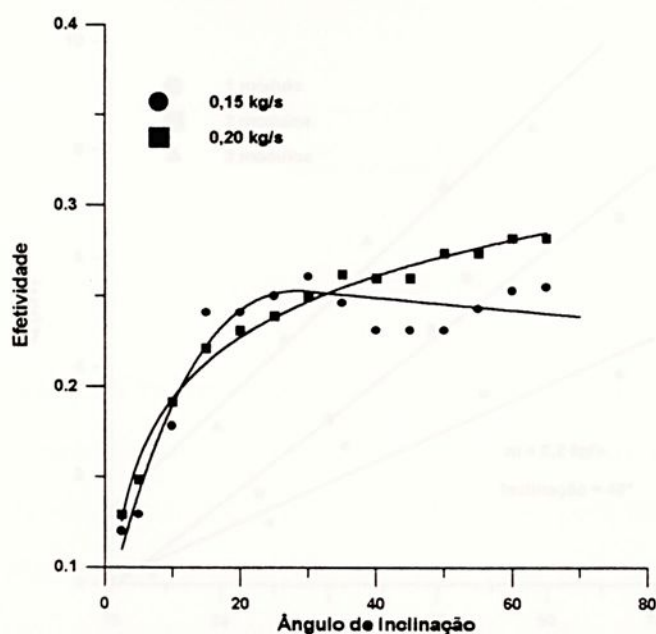


FIGURA 4.14 – Efetividade em função da Inclinação

Para se determinar a influência da diferença média logarítmica de temperatura sobre a potência retirada pelo trocador, mantendo-se a vazão e para cada inclinação se variou a potência externa de aquecimento do fluido, sendo utilizadas montagens com um, dois e três módulos. Os resultados, para duas inclinações, estão mostrados nas Figuras 4.15 e 4.16.

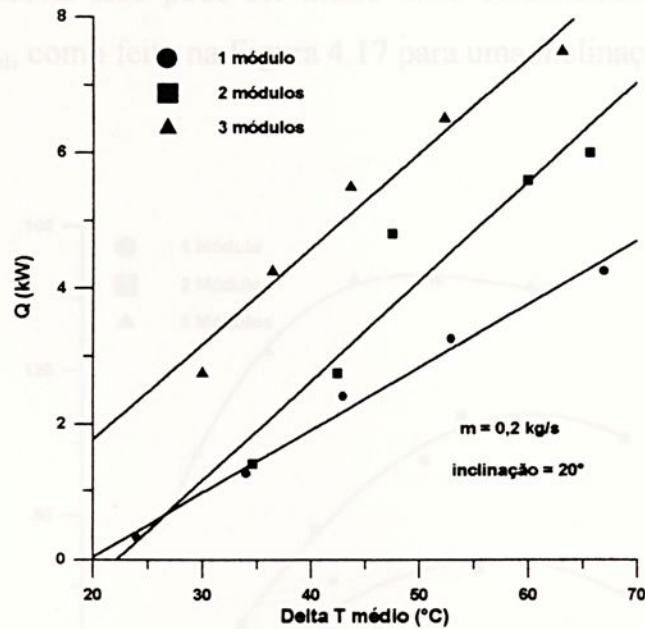


FIGURA 4.15 – Potência em função da diferença média de temperatura

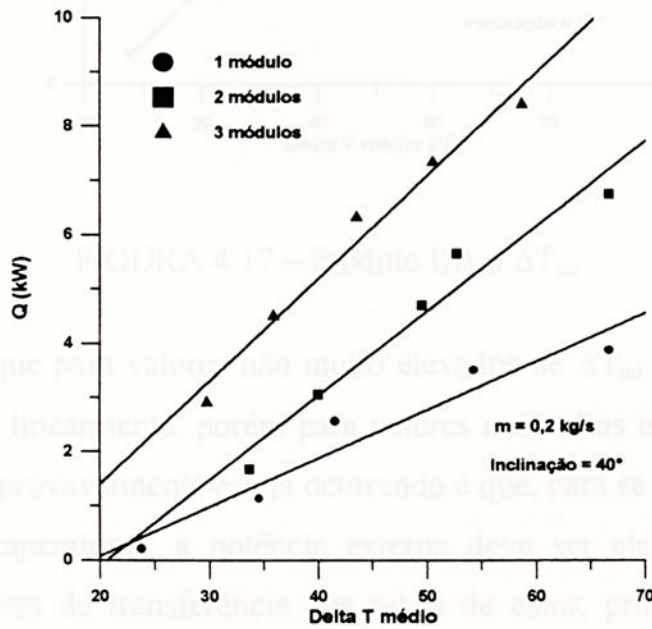


FIGURA 4.16 - Potência em função da diferença média de temperatura

As variações são relativamente bem representadas por retas, e o valor médio do produto do coeficiente global de transferência de calor pela área (UA) é o coeficiente angular da reta. Quando se observa mais detalhadamente os pontos experimentais destas figuras nota-se que com o aumento da diferença média logarítmica de temperatura existe uma tendência de não linearidade da curva. Isso pode ser muito mais evidenciado se traçarmos a curva $UA \times \Delta T_{ml}$, como feito na Figura 4.17 para uma inclinação de 40° .

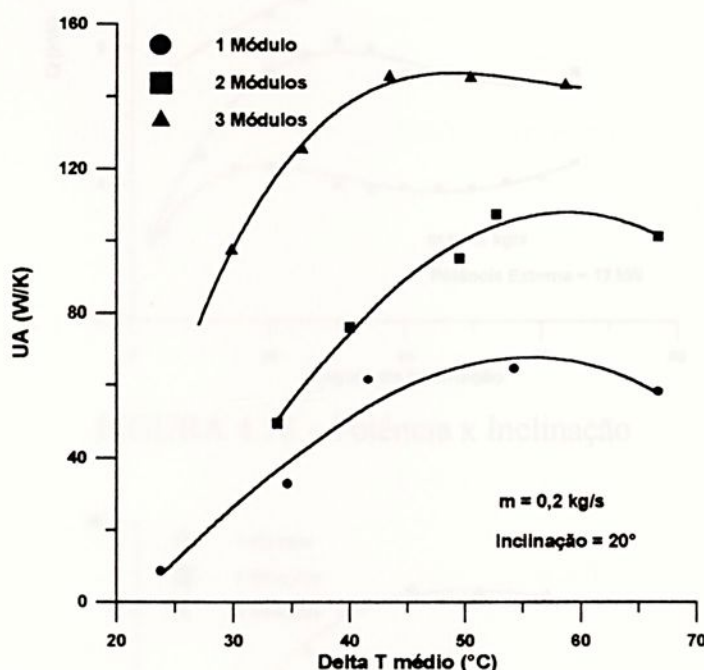


FIGURA 4.17 – Produto $UA \times \Delta T_{ml}$

Nota-se que para valores não muito elevados de ΔT_{ml} , o produto UA varia quase que linearmente, porém para valores mais altos isso deixa de ser verdade. O que provavelmente esteja ocorrendo é que, para se obter os valores elevados de temperaturas, a potência externa deve ser elevada e pode-se chegar aos limites de transferência dos tubos de calor, principalmente dos tubos do primeiro módulo.

Nas Figuras de 4.18 a 4.21 são apresentados resultados dos teste de influência da inclinação no funcionamento do trocador com os vários módulos. Os resultados são bastante semelhantes aos dos mostrados para os módulos individuais. Convém ressaltar que os gráficos das figuras que seguem são para testes com fluxo mássico de 0,2 kg/s e 12 kW de potência externa.

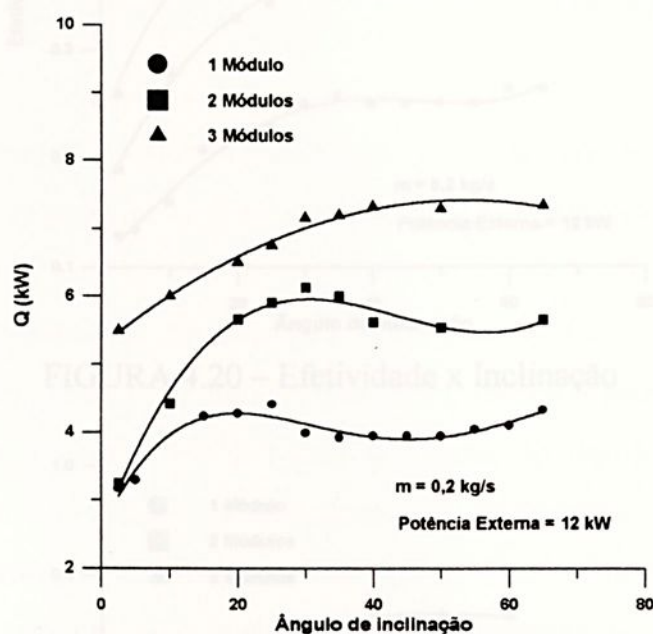


FIGURA 4.18 – Potência x Inclinação

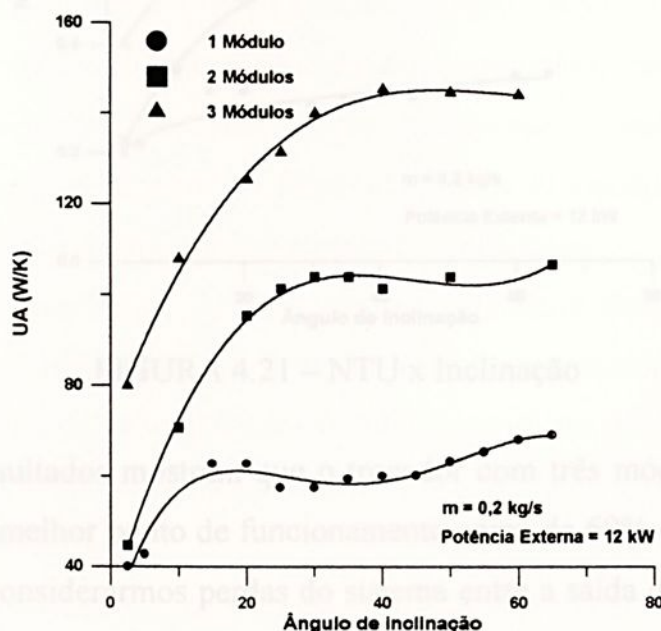


FIGURA 4.19 – UA x Inclinação

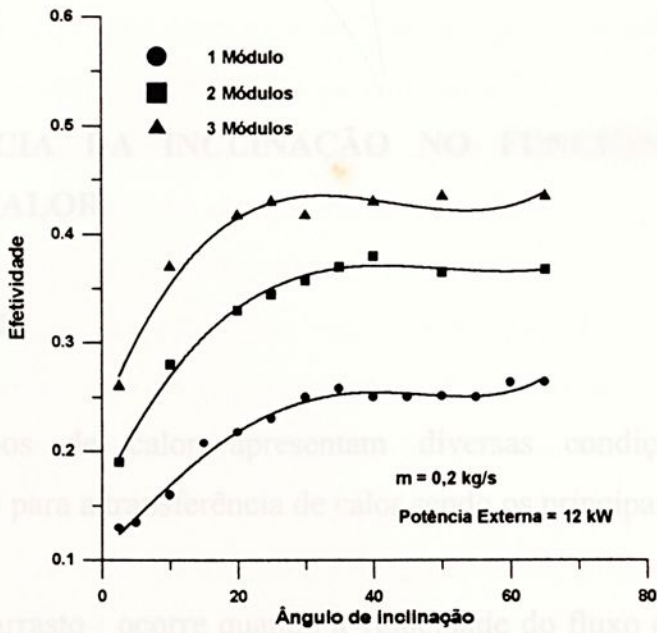


FIGURA 4.20 – Efetividade x Inclinação

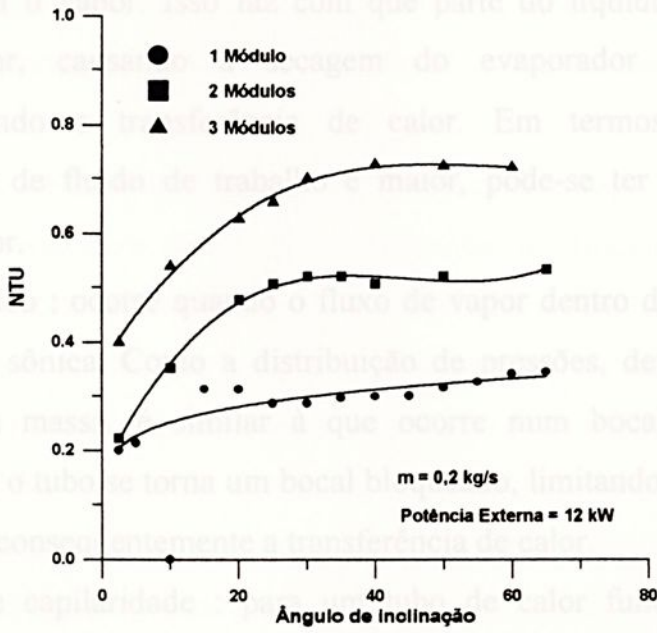


FIGURA 4.21 – NTU x Inclinação

Estes resultados mostram que o trocador com três módulos conseguiu retirar, em seu melhor ponto de funcionamento cerca de 60% do calor externo imposto, sem considerarmos perdas do sistema entre a saída do aquecedor e a entrada do trocador.

CAPÍTULO 5

5 INFLUÊNCIA DA INCLINAÇÃO NO FUNCIONAMENTO DE TUBOS DE CALOR

5.1 – Introdução

Os tubos de calor apresentam diversas condições limites de funcionamento para a transferência de calor sendo os principais:

- a) Limite de arrasto : ocorre quando a velocidade do fluxo de vapor é muito alta e causa o arrasto do líquido que está próximo à interface da camada porosa com o vapor. Isso faz com que parte do líquido fique presa no condensador, causando a secagem do evaporador e praticamente interrompendo a transferência de calor. Em termos mais simples, onde a quantidade de fluido de trabalho é maior, pode-se ter a inundação do condensador.
- b) Limite sônico : ocorre quando o fluxo de vapor dentro do tubo alcança a velocidade sônica. Como a distribuição de pressões, devido à injeção e retirada de massa, é similar à que ocorre num bocal convergente – divergente, o tubo se torna um bocal bloqueado, limitando o fluxo máximo de vapor e conseqüentemente a transferência de calor.
- c) Limite de capilaridade : para um tubo de calor funcionar a pressão máxima de capilaridade, que é função da estrutura porosa, deve ser maior que a perda de carga total dentro do tubo, somada aos efeitos da gravidade. Este limite é particularmente importante quando o evaporador trabalha acima do condensador.
- d) Limite de ebulição : quando se tem baixos fluxos de calor, este é transportado, para o interior do tubo, basicamente por condução através da parede e da estrutura porosa e a ebulição e condensação ocorrem na

interface líquido vapor. Quando este fluxo aumenta, pode haver a formação de bolhas de vapor na estrutura porosa. Essas bolhas podem obstruir a circulação do líquido causando a secagem do evaporador. Como a condutividade térmica do vapor é muito menor que a do líquido, isso pode também dificultar ainda mais a transferência de calor.

Para os tubos de calor que usam água como fluido de trabalho, e operam com o evaporador acima do condensador, o limite mais crítico é o de capilaridade. As expressões para o cálculo do limite de fluxo de calor do tubo podem ser encontradas em Dunn e Reay (1976). Nestes casos, para uma mesma estrutura porosa, a elevação do evaporador faz com que a capacidade de transferência diminua.

Quando o tubo opera com o evaporador abaixo do condensador, a força da gravidade auxilia o retorno do líquido ao evaporador. Neste caso, a existência da estrutura porosa pode até ser dispensável tendo-se assim um termossifão.

A colocação da estrutura porosa, apesar de introduzir perdas de carga adicionais no escoamento de líquido, pode auxiliar no funcionamento do tubo de calor por melhorar a distribuição do líquido junto à parede do evaporador e condensador e por mudar as condições de condensação e evaporação, além de diminuir a quantidade de fluido que se acumula no evaporador.

A obtenção de uma expressão que permita obter o ângulo de melhor desempenho do dispositivo é bastante difícil de ser desenvolvida levando-se em consideração a grande quantidade de variáveis envolvidas.

5.2 Análise Experimental

O estudo descrito a seguir foi desenvolvido com o objetivo de se determinar a influência de alguns parâmetros de construção do tubo de calor em seu funcionamento.



Foram construídos 7 tubos de calor a partir de tubos de cobre de 3/4” com telas com diferentes texturas e 2 tubos com telas de com *mesh* 100 e diâmetros de 1/2” e 1 1/2”. As características gerais dos tubos estão mostradas na Tabela 5.1.

TABELA 5.1 – Características dos tubos de calor

Tubo	Mesh	δ (mm)	D_f (mm)	D_i (mm)	Material da tela	carga (ml)
1	400	0,067	0,032	17,4	aço inox	3,0
2	250	0,089	0,043	17,4	aço inox	3,5
3	200	0,093	0,047	17,4	bronze	3,8
4	100	0,217	0,096	17,4	bronze	8,4
5	60	0,372	0,205	17,4	latão	14,4
6	150	0,126	0,069	17,4	aço inox	4,9
7	34	0,678	0,314	17,4	aço inox	24,3
8	100	0,217	0,096	11,1	bronze	3,0
9	100	0,217	0,096	36,3	bronze	17,2

Nesta tabela δ é a espessura da tela, D_f é o diâmetro do fio da tela, D_i o diâmetro interno do tubo de cobre e todos os tubos construídos possuem comprimentos de 600 mm.

Os testes foram realizados em um sistema montado para esta finalidade, e que está mostrado na Figura 5.1. É basicamente um túnel de vento com uma redução de seção, de circular para retangular, no local onde os tubos são fixados, alimentado por um ventilador centrífugo com vazão máxima de 7000 m³/h.

A leitura dos dados foram feitas através de uma placa de aquisição de dados LINX-CAD1202 com módulos de condicionamento de sinais LINX-PCX810 e software LINX-AÇDADOS.

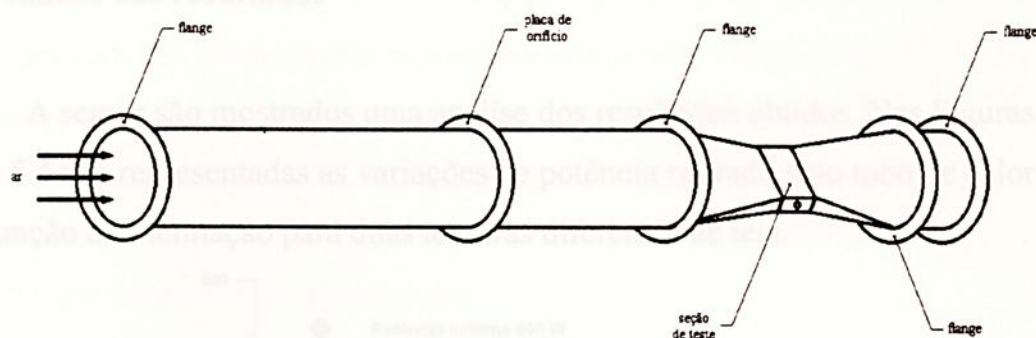


FIGURA 5.1 – Esquema do sistema de testes

Para a determinação das temperaturas de entrada e saída do ar foram utilizados 10 termopares do tipo ferro-constantan, 5 na entrada e 5 na saída. A instrumentação do tubo de calor foi feita através de 10 termopares dispostos conforme mostrado na Figura 5.2. Todos estes termopares foram calibrados utilizando-se substâncias em condições de mudança de fase e um termômetro de coluna de mercúrio com divisão de $0,1^{\circ}\text{C}$. As substâncias escolhidas foram: água (fusão e ebulição), NaSO_4 - sulfato de sódio (ponto de cristalização) e $\text{C}_6\text{H}_4\text{Cl}_2$ - p-dicloro benzeno (solidificação).

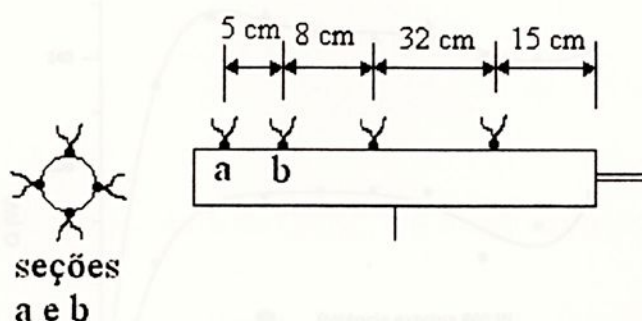


FIGURA 5.2 – Esquema da instrumentação do tubo

A leitura dos dados foram feitas através de uma placa de aquisição de dados LINX-CAD12/32 com módulos de condicionamento de sinais LINX-PCX810 e software LINX-AQDADOS.

5.3. Análise dos resultados

A seguir são mostrados uma análise dos resultados obtidos. Nas Figuras 5.3 e 5.4 são representadas as variações de potência retirada pelo tubo de calor em função da inclinação para duas texturas diferentes de tela.

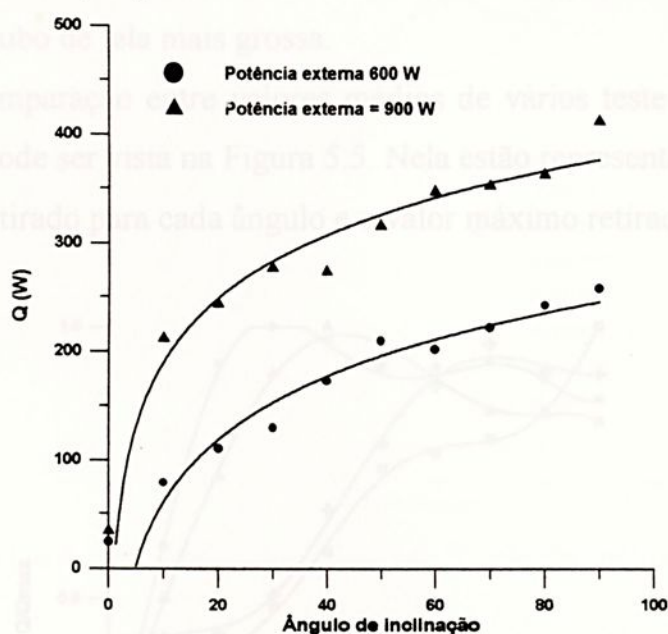


FIGURA 5.3 – Potência retirada por um tubo com tela de *mesh* 400

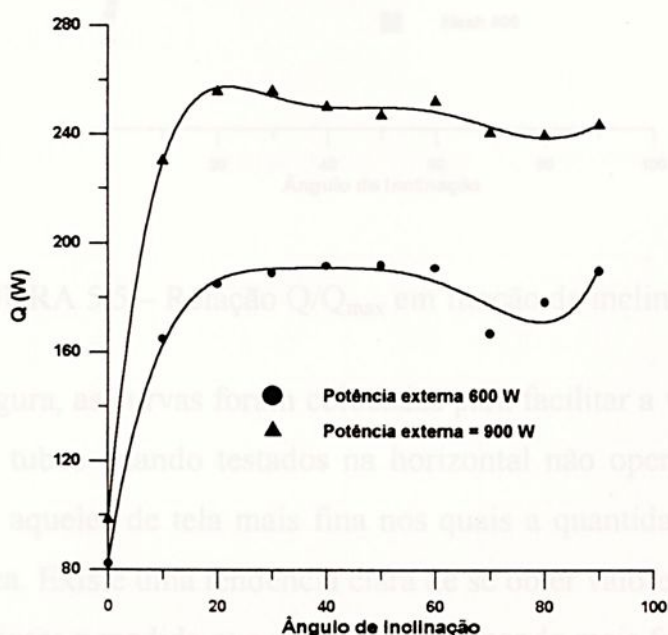


FIGURA 5.4 – Potência retirada por um tubo com tela de *mesh* 34

Como pode ser notado, a curva de potência para a tela *mesh* 400 tem uma característica praticamente sempre crescente com o ângulo de inclinação. Por outro lado, o tubo com tela *mesh* 34 tende a alcançar seu máximo com ângulos relativamente baixos. Para as mesmas condições de teste, verifica-se que o desempenho do tubo de tela mais fina foi melhor, em termos de potência retirada que o tubo de tela mais grossa.

Uma comparação entre valores médios de vários teste para diferentes tipos de telas pode ser vista na Figura 5.5. Nela estão representadas as relações entre o calor retirado para cada ângulo e o valor máximo retirado no teste.

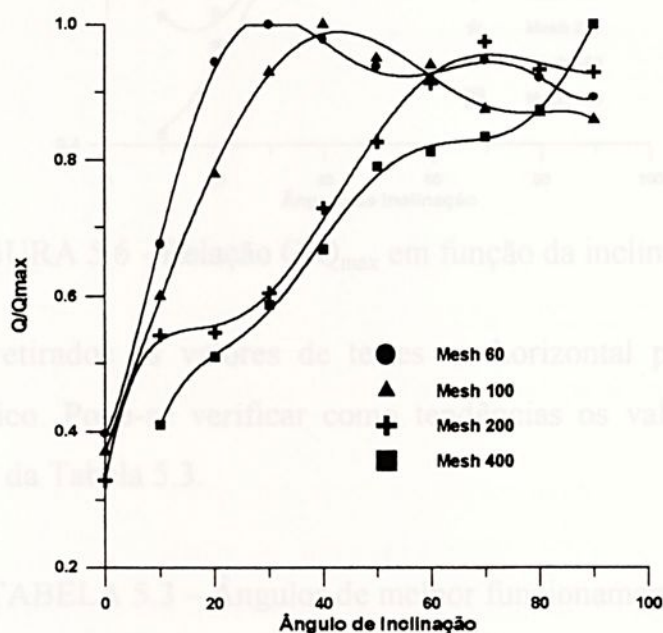


FIGURA 5.5 – Relação $Q/Q_{\max}$ em função da inclinação

Nesta figura, as curvas foram colocadas para facilitar a visualização das tendências. Os tubos quando testados na horizontal não operam muito bem, principalmente aqueles de tela mais fina nos quais a quantidade de fluido de trabalho é pouca. Existe uma tendência clara de se obter valores máximos para inclinações maiores a medida que a tela vai se tornando mais fechada.

Na Figura 5.6 são mostrados os mesmos resultados para todas as telas testadas.

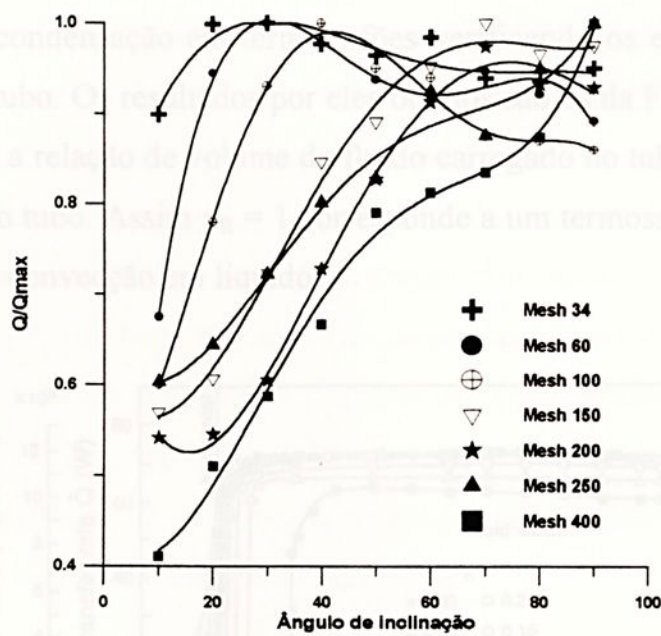


FIGURA 5.6 - Relação Q/Q_{max} em função da inclinação

Foram retirados os valores de testes na horizontal para melhorar a escala do gráfico. Pode-se verificar como tendências os valores de melhor funcionamento da Tabela 5.3.

TABELA 5.3 – Ângulos de melhor funcionamento

Tela	Ângulo	Tela	Ângulo
34	15 a 20°	200	70 a 80°
60	20 a 30°	250	90°
100	~ 40°	400	90°
150	60 a 70°		

Quanto mais grossa for a tela, no sentido de espaçamento entre os fios, mais o tubo de calor deve ser aproximar de um termossifão. Assim à medida

que o número de *mesh* diminui, os resultados devem se aproximar daqueles para um termossifão.

Negishi e Sawada (1983) estudaram os mecanismos relacionados com a evaporação e condensação em termossifões verificando os efeitos de carga e inclinação do tubo. Os resultados por eles obtidos são os da Figura 5.7. Neles, a variável v_R é a relação de volume de fluido carregado no tubo em relação ao volume total do tubo. Assim $v_R = 1$ corresponde a um termossifão monofásico (somente com convecção em líquido).

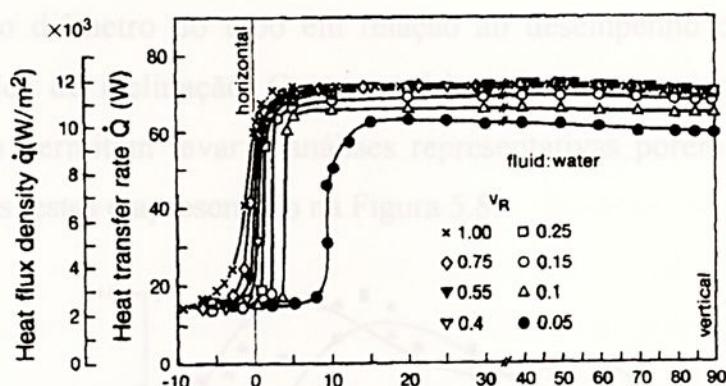


FIGURA 5.7 – Resultados de Negishi e Sawada para termossifões

Este gráfico nos mostra que para um termossifão com carga bastante pequena ($v_R = 0,05$) a partir de uma inclinação entre 10 e 15 graus não ocorrem melhorias no funcionamento do equipamento. O tubo com telas de *mesh* 34, e até mesmo o de *mesh* 60, são os que mais se aproximam de um termossifão e carga dos mesmos é bastante baixa em relação ao volume total do tubo. Os resultados encontrados para estes tubos mostram estar de acordo com o caso limite, que é o tubo sem tela.

A observação das medidas de temperatura ao longo do tubo de calor mostraram, em todos os casos, que as variações circunferenciais de temperaturas no condensador não foram significativas, mesmo com a condição de convecção utilizada não sendo totalmente simétrica. Entretanto, as variações ao longo da direção axial do tubo apresentam uma característica

interessante. Nos tubos com telas de capilaridade alta a distribuição de temperaturas é quase uniforme no condensador, o que é o esperado. Por outro lado, no tubo com tela *mesh* 60, a partir da inclinação de 80° verificou-se uma queda de temperatura, na seção de medida posicionada mais perto do final do condensador, de cerca de 3°C em relação à seção anterior. No tubo com tela *mesh* 34 essas diferenças, que ocorreram para todas as inclinações, foram bastante significativas, atingindo valores da ordem de 25°C . Assim, nestes tubos, a transferência de calor está sendo prejudicada nesta região.

Finalmente se realizou algumas experiências para se verificar a influência do diâmetro do tubo em relação ao desempenho do mesmo em vários ângulos de inclinação. Os testes feitos, por terem sido em pequeno número, não permitem levar a análises representativas porém um resultado médio de três testes é apresentado na Figura 5.8.

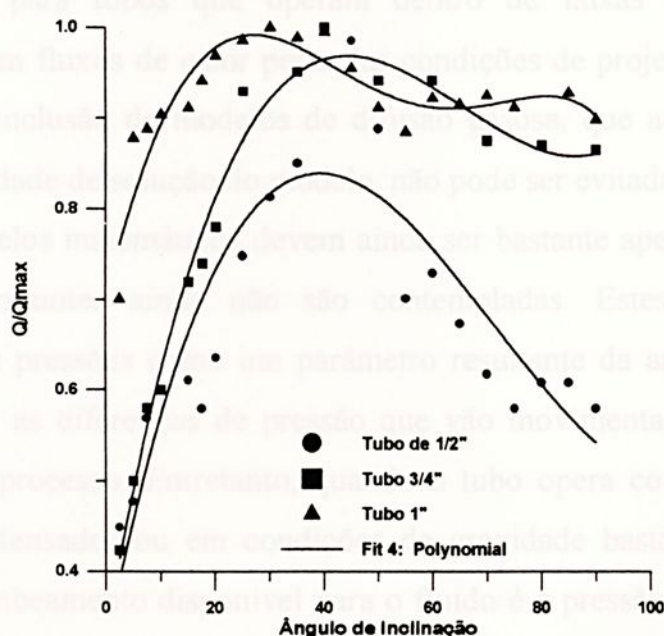


FIGURA 5.8 – Efeito do diâmetro do tubo

Aparentemente o diâmetro do tubo não afeta significativamente o ângulo de melhor operação. Existe entretanto, uma grande influência no comportamento após o ponto de melhor desempenho, principalmente no tubo de menor diâmetro.

CAPÍTULO 6

6 COMENTÁRIOS FINAIS E CONCLUSÕES

Neste trabalho foram apresentados aspectos gerais de modelagem e análises experimentais em tubos de calor desenvolvidos pelo autor.

Os modelos matemáticos permitiram obter soluções numéricas compatíveis com os resultados de outros pesquisadores.

Estas soluções, em termos de temperatura externa do tubo, tendo o fluxo de calor como parâmetro de entrada, demonstraram representar bem os resultados experimentais com os quais foram confrontadas.

Para um tubo de calor com gás não condensável, os resultados demonstram a validade prática de se utilizar modelos de frente plana, especialmente para tubos que operam dentro de faixas de temperatura moderada e com fluxos de calor perto das condições de projeto. Quando isso não ocorre, a inclusão de modelos de difusão gasosa, que aumenta muito o grau de dificuldade de solução do modelo, não pode ser evitada.

Os modelos matemáticos devem ainda ser bastante aperfeiçoados, pois situações importantes ainda não são contempladas. Estes consideram a distribuição de pressões como um parâmetro resultante da análise e que, de alguma forma, as diferenças de pressão que vão movimentar o fluido serão providas pelo processo. Entretanto, quando o tubo opera com o evaporador acima do condensador ou em condições de gravidade bastante reduzida, a pressão de bombeamento disponível para o fluido é a pressão de capilaridade da estrutura porosa. A inclusão deste limite nos modelos matemáticos deve ser um próximo passo no estudo de tubos de calor.

Outro fenômeno importante, para os quais os modelos matemáticos são insensíveis, foi estudado de forma experimental neste trabalho. A influência da inclinação do tubo, trabalhando a favor da gravidade, na quantidade de calor transferida é bastante sensível e matematicamente difícil de ser modelada,

principalmente porque os fenômenos físicos envolvidos ainda não são totalmente compreendidos.

Os resultados obtidos no estudo experimental da influência da inclinação no desempenho do tubo de calor são sugestivos e demonstram que um dos parâmetros mais importantes é a textura da tela. Este parâmetro é responsável pela capilaridade da tela, por uma redução na velocidade do escoamento de líquido e como consequência, por uma melhor distribuição do líquido em toda a estrutura porosa. Esta distribuição uniforme contribui bastante para a melhoria da condutividade térmica efetiva da estrutura porosa, pois o líquido possui condutividade térmica muito superior à do vapor.

Para se chegar a resultados mais consistentes existe a necessidade de um número maior de experimentos, com variações angulares mais refinadas e com sistemas de testes com maior controle.

Numa tentativa de se visualizar algum fenômeno importante neste estudo, foram construídos dois tubos de calor com tubo de vidro e telas *mesh* 100 e 34. Usou-se um fluido refrigerante (R11), para se poder operar em temperaturas mais baixas. A primeira observação, em telas mais grosseiras por ter rigidez mais elevada, é a dificuldade de se garantir o contato perfeito entre a tela e o tubo e isso dificulta a transferência de calor.

A visualização do que ocorre internamente é bastante difícil sem a utilização de equipamentos sofisticados, porém notou-se que no tubo com tela *mesh* 34 ocorre, em grande inclinações a condensação com gotejamento do líquido. Na tela com número de *mesh* maior, devido à maior capilaridade e perda de carga, a tela permanece quase que totalmente molhada.

Finalmente, quando se analisa os trocadores de calor com tubos de calor, nota-se o potencial de utilização dos mesmos nas trocas térmicas envolvendo dois gases, principalmente devido aos escoamentos serem externos, o que possibilita o aumento da área de troca de forma independente, e também devido à possibilidade de se separar fisicamente as duas regiões, o



que é muito importante quando se necessita garantir a não contaminação entre os fluidos.

Os resultados obtidos são bastante animadores, tendo sido obtidos parâmetros importantes de projeto de trocadores. O fato de se poder construir os trocadores a partir de carcaças existentes no mercado diminuem muito o custo inicial, o que viabiliza economicamente o equipamento.

vapor em tubos de calor curtos, Guaratinguetá, 1983. 172p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

BANKSTON, C.A. and SMITH, H.J., Incompressible laminar vapor flow in cylindrical heat pipes, *ASME PAPER 17-WAHT-13*, 1971.

BUSSE, C.A. Pressure drop in the vapor phase of long heat pipes. In *PROCEEDINGS OF 1967 IEEE THERMIONIC CONVERSION SPECIALIST CONFERENCE*, Palo Alto, California, p.391, 1967.

CAO, Y., FAGHRI, A. Closed-form analytical solutions of high temperature heat pipe startup and frozen startup limitations. *ASME J. Heat Transfer*, v. 114, p. 1028-35, 1992.

CAO, Y., FAGHRI, A. Simulation of the early startup period of high temperature heat pipes from the frozen state by rarefied vapor self-diffusion model. *ASME J. Heat Transfer*, v. 115, p. 239-46, 1993.

CHEN, M. M., FAGHRI, A. An analysis of the vapour flow and heat conduction through the liquid wick and pipe wall in a heat pipe with single and multiple heat sources. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.33, p.1945-55, 1990.

COTTER, T. P. Theory of heat pipes. Report LA-3246-MS, Los Alamos Scientific Laboratory of The University of California, Los Alamos, p.1-37, 1963.

DOORMAL, J.P.V. and RAITHBY, G.D., Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows, *Numerical Heat Transfer*, v. 7, p. 147-63, 1984.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMODE, J.O., FELDMAN, K.T. Preliminary analysis of heat pipe heat exchangers for heat recovery. *ASME Paper 75-WA/HT-36*, 1975. 11p.
- APARECIDO, J.B., *Estudo fenomenológico do escoamento de vapor em tubos de calor curtos*. Guaratinguetá, 1985. 172p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.
- BANKSTON, C.A. and SMITH, H.J., Incompressible laminar vapor flow in cylindrical heat pipes, *ASME PAPER 17-WA/HT-15*, 1971.
- BUSSE, C.A. Pressure drop in the vapor phase of long heat pipes. In: *PROCEEDINGS OF 1967 IEEE THERMIONIC CONVERSION SPECIALIST CONFERENCE*, Palo Alto, California, p.391, 1967.
- CAO, Y., FAGHRI, A. Closed-form analytical solutions of high temperature heat pipe startup and frozen startup limitations. *ASME J. Heat Transfer*, v. 114, p. 1028-35, 1992.
- CAO, Y., FAGHRI, A. Simulation of the early startup period of high temperature heat pipes from the frozen state by rarefied vapor self-diffusion model. *ASME J. Heat Transfer*, v. 115, p. 239-46, 1993.
- CHEN, M. M., FAGHRI, A. An analysis of the vapour flow and heat conduction through the liquid wick and pipe wall in a heat pipe with single and multiple heat sources. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.33, p.1945-55, 1990.
- COTTER, T. P. Theory of heat pipes. Report LA-3246-MS, Los Alamos Scientific Laboratory of The University of California, Los Alamos, p.1-37, 1965.
- DOORMAL, J.P.V. and RATHBY, G.D., Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows, *Numerical Heat Transfer*, v. 7, p. 147-63, 1984.

- DUNN, P.D., REAY, D.A. *Heat pipes*. Oxford : Pergamon Press Ltd. 1976. 334p.
- EDWARDS, D. K., MARCUS, B. D. Heat and mass transfer in vicinity of vapor-gas front in a gas loaded heat pipe. *Journal of Heat Transfer*, v.94, p.155-62, 1972.
- FAGHRI, A., CHEN, M.M. Numerical analysis of the effect of conjugate Heat transfer, vapour compressibility and viscous dissipation in heat pipes. *Numer. Heat Transfer*, v.16, p.398-405, 1989.
- FAGHRI, A. Frozen startup behavior of low temperature heat pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.35, p.1681-94, 1992
- FAGHRI, A., HARLEY, C. Transient two-dimensional gas-loaded heat pipe analysis. *ASME J. Heat Transfer* , v.116, p.716-23, 1994.
- FAGHRI , A. *Heat pipe science and technology*. Washington : Taylor & Francis. 1995, 874p.
- GAUGLER, R. Heat transfer device , *U.S. Patent 2350348*, 1944.
- GROVER, G. M., ERICKSON, G. F. Structures of very high thermal conductance. *Journal of Applied Physics*, American Institute of Physics, v.35(6), p.1190-91, 1964.
- HUANG, B.J., TSUEI, J.T. A method of analysis for heat pipe heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v. 28, p. 553-62, 1985.
- IRVINE, T. F. Jr, LILEY, P.E. *Steam and gas tables with computer equations*. London: Academic Press, Inc, 1984. 185p.
- ISMAIL, K. A. R., ZANARDI, M. A. Two-dimensional analysis of flow and heat transfer in porous heat pipes. In: VI INTERNATIONAL HEAT PIPE CONFERENCE - Grenoble, p.164-7, 1986a.
- ISMAIL, K.A.R and ZANARDI, M.A., Análise hidrodinâmica e térmica em tubos de calor porosos, In: I SIMPÓSIO BRASILEIRO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA, Campinas-SP, p. 405-14, 1986b..

- ISMAIL, K.A.R and ZANARDI, M.A., Flow in rectangular cavity of porous walls with variable mass injection, *AIChE Symposium Series*, v. 85, n. 269, p. 102-7, 1989.
- ISMAIL, K. A. R., MIRANDA, R. F. Theoretical analysis of rotating heat pipe. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE SYMPOSIUM, 3, Tsukuba. *Proceedings*, p 157-62, 1988.
- ISMAIL, K.A.R and ZANARDI, M.A., Experimental verification of a two dimensional model for porous wicked heat pipes. In : III WORLD CONFERENCE ON EXPERIMENTAL HEAT TRANSFER, FLUID MECHANICS AND THERMODYNAMICS. Honolulu - Hawaii, *Proceedings*, p. 427-32, 1993
- ISMAIL, K. A. R., ZANARDI, M. A. A steady state model for heat pipes of circular or rectangular cross-sections. *Applied Thermal Engineering*, v. 16, p. 753-67, 1996.
- JANG, J.H., FAGHRI, A., CHANG, W.S., MAHEFKY, E.T. Mathematical modeling and analysis of heat pipe startup from the frozen state. *ASME J. Heat Transfer*, v. 112, p. 586-94, 1990.
- JANG, J.H., FAGHRI, A., CHANG, W.S. Analysis of the one-dimensional transient compressible vapor flow in heat pipes. *Int. J. Heat and Mass Transfer*, v. 34, p. 2029-37, 1991
- KEMME, J.E. High performance heat pipes. In: PROC. 1967 THERMIONIC CONVERSION SPECIALIST CONF. Palo Alto, 1967.
- KOBAYASHI, Y., OKUMURA, A., MATSUE, T. Effect of gravity non condensable gas levels on condensation in variable conductance heat pipe. *J. Thermophysics*, v.5, p.61-68, 1991.
- KUNZ, H.R., LANGSTON, L.S., HILTON, B.H., WYDE, S.S., NASHICK, G.H. Vapor chamber fin studies – transport properties and boiling characteristics of wicks. *NASA CR-812*. 1967.
- LEE, Y., Bedrossian, A. The characteristics of heat exchangers using heat pipes or thermosyphons. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v. 21, p. 221-9, 1978.

- LEVY, E.K. Theoretical investigation of heat pipes operating at low vapor pressures. *ASME Journal of Engineering for Industry*, v. 90, p. 547-52, 1968.
- LYMAN, F.A., HUANG, Y.S. Analysis of temperature distribution in haet pipes wicks. *ASME PAPER*. 1970
- McKINNEY, B.G., An experimental and analytical study of water heat pipes for moderate temperature ranges. *NASA TM-53849*, 1969.
- MARTO, P. Performance characteristics of rotating wickless heat pipes. In: INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 2, Bologna, *Proceedings*. p. 281-91, 1976.
- MURCIA, N., *Estudo teórico e experimental em tubos de calor*. Campinas, 1982. 205p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual de Campinas.
- MURCIA, N. Trocador de calor com tubos de calor. Guaratinguetá, 1989. 220p. Tese (Livre-Docência) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista.
- NEGESHI, K., SAWADA, T. Heat transfer performance of an inclined two-phase closed thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v.26, n. 2, 1207-13.
- OCHTERBECK, J. M., PETERSON, G. P. Freeze/thaw characteristics of a copper/water heat pipe: effects of noncondensable gas charge. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, v.7, p.127-32, 1993.
- PAIBERT, P. Heat pipes in industrial practice. *Chem. Ing. Tech.*, v.62, p. 278-86, 1990.
- PATANKAR, S. V., SPALDING, D. B., A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in the three dimensional parabolic flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.15, p.1787, 1972.
- PATANKAR, S. V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Washington: Hemisfere Publishing Corporation, 1980, 197p.

- PETERSON, G.P. Heat removal key to shrinking avionics. *Aerospace America*, v.8, p. 20-2, 1987.
- PETERSON, G.P. Heat pipes in the thermal control of electronic components. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE SYMPOSIUM, 3, Tsukuba. *Proceedings*, p. 2-12, 1988.
- PETERSON, P. F., TIEN C. L. Mixed Double-Diffusive Convection in Gas-Loaded Heat Pipe. *ASME j. Heat Transfer*, v.112, p.78-83, 1989a.
- PETERSON, P. F., TIEN C. L. Numerical and Analytical Solutions for Two-Dimensional Gas Distribution in Gas Loaded Heat Pipes. *ASME J. Heat Transfer*, v.111, p.598-604, 1989b.
- PETERSON, G.P. Overview of micro heat pipe research and development. *Applied Mechanic Reviews*, v.45, p. 77-91, 1992.
- RIBEIRO, J.F., *Análise numérica e experimental de tubos de calor autocontroláveis com gás não condensável*. 1998. 103 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.
- SOTANI, J., SEO, S., ENDO, S., MASHINO, N. Development of tank heating system using a jumbo heat pipe. In: INTERNATIONAL HEAT PIPE SYMPOSIUM, 3, Tsukuba. *Proceedings*, p 207-11, 1988.
- TAKAOKA, M., MOTAI, T., SAKAYA, M., MOCHIZUKI, M., MASHIKO, K., ITO, M. Development of long heat pipes and heat pipe products. *Fujikura Technical Review*, nº14, Fujikura Ltd., Tokio, 1985.
- TIEN, C. L., ROHANI, A.R. Theory of two component heat pipes. *Journal of Heat Transfer*, v.94, p.479-484, 1972a.
- TIEN, C. L., ROHANI, A. R.. Two dimensional heat and mass transfer in the vapor-gas region of a gas loaded heat pipe. *ASME PAPER 72-WA/HT-34*, 1972b.
- TIEN, C.L. and ROHANI, A.R., Analysis of the effects of vapor pressure drop on heat pipe performance. *Int. J. Heat Mass Transfer*, v. 17, p. 61-67, 1974.

- VAFAI, K., TIEN, C. L. Boundary and inertia effects on flow and heat transfer in porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v.24, p.195-203, 1981.
- VAFAI, K., THIYAGARJA, R. Analysis of flow and heat transfer at the interface region of a porous medium. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, v. 30, n. 7, p. 1391-1405, 1987.
- YUAN, S.W., FINKESTEIN, A.B. Laminar flow with injection and suction through a porous wall. In : PROCEEDINGS OF THE HEAT TRANSFER AND FLUID MECHANICS INSTITUTE. Los Angeles, 1955.
- ZANARDI, M. A. *Análise Numérica e Experimental de Conjunto Concentrador com Tubo de Calor*. Campinas, 1989. 160p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual de Campinas.
- ZANARDI, M.A.,RIBEIRO, J.F., Experimental and numerical analysis of gas loaded heat pipes . Submitted to : ASME NATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE – NHTC2000, 2000a.
- ZANARDI, M.A.,RIBEIRO, J.F, A flat front model for a gas loaded heat pipe.. Submitted to : *Applied Thermal Engineering* , 2000b.



