

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

Fernando Freitas Czubinski

**Condensação em superfícies expostas a fluxo de vapor de água  
ascendente na presença de gases não condensáveis**

Dissertação submetida ao Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica da Universidade Federal de  
Santa Catarina para a obtenção do  
Grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica

Orientador: Prof. Márcia Barbosa  
Henriques Mantelli, PhD.

Co-orientador: Prof. Júlio César  
Passos, PhD.

Florianópolis/SC

2011

Catlogação na fonte elaborada pela biblioteca da  
Universidade Federal de Santa Catarina

A ficha catalográfica é confeccionada pela Biblioteca Central.

Tamanho: 7cm x 12 cm

Fonte: Times New Roman 9,5

Maiores informações em:

<http://www.bu.ufsc.br/design/Catalogacao.html>

Fernando Freitas Czubinski

**Condensação em superfícies expostas a fluxo de vapor de água  
ascendente na presença de gases não condensáveis**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia e Ciências Térmicas”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 11 de outubro de 2011.

---

Prof. Julio Cesar Passos, PhD.  
Coordenador do Curso

---

Prof.<sup>a</sup> Márcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.  
Orientadora

---

Prof. Júlio César Passos, PhD.  
Co-orientador

**Banca Examinadora:**

---

Prof.<sup>a</sup> Marcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.  
Presidente

---

Prof. Jader Riso Barbosa Junior, PhD.

---

Prof.<sup>a</sup> Selene Maria de Arruda Guelli Ulson de Souza, Dr.

---

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família, pelo incentivo e esforço em busca de me proporcionar uma formação de qualidade.

A professora Márcia Mantelli, pela orientação e paciência. Ao professor Julio Passos, pela co-orientação.

Ao POSMEC, CNPq e demais instituições que proporcionaram o desenvolvimento deste trabalho.

Aos colegas de laboratório, pelas discussões e contribuições que foram dadas a este trabalho.

Ao grupo de amigos Álvaro, Luigi, Michele, Gustavo e Paulo, pelo companheirismo ao longo deste período.

Aos professores Fernando Milenese, Jader Barbosa e Selene de Souza, por disponibilizarem sua atenção para o presente trabalho.

Enfim, a todas as pessoas que de alguma forma contribuíram para a conclusão desta etapa.

## SUMÁRIO

<b>SUMÁRIO .....</b>	<b>5</b>
<b>LISTA DE FIGURAS .....</b>	<b>7</b>
<b>LISTA DE TABELAS .....</b>	<b>9</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS.....</b>	<b>10</b>
<b>RESUMO .....</b>	<b>13</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>14</b>
<b>CAPÍTULO 1 .....</b>	<b>15</b>
<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>15</b>
1.1 MOTIVAÇÃO.....	15
1.2 OBJETIVOS.....	16
1.2.1 <i>Objetivo Geral</i> .....	17
1.2.2 <i>Objetivos Específicos</i> .....	17
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO.....	17
<b>CAPÍTULO 2 .....</b>	<b>19</b>
<b>REVISÃO BIBLIOGRAFICA.....</b>	<b>19</b>
2.1 CONDENSAÇÃO.....	19
2.1.1 <i>Fundamentos</i> .....	19
2.1.2 <i>Condensação em Gotas</i> .....	22
2.1.3 <i>Condensação Pelicular</i> .....	27
2.1.4 <i>Aperfeiçoamento da Análise de Nusselt</i> .....	31
2.1.5 <i>Gases Não Condensáveis</i> .....	35
2.1.6 <i>Melhoramento da Condensação Pelicular</i> .....	42
<b>CAPÍTULO 3 .....</b>	<b>48</b>
<b>AVALIAÇÃO TEÓRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA CONDENSAÇÃO .....</b>	<b>48</b>
3.1 MÉTODO INTEGRAL .....	49
3.2.1 <i>Implementação do modelo</i> .....	53
3.3 AVALIAÇÃO DAS PROPRIEDADES .....	54
<b>CAPÍTULO 4 .....</b>	<b>57</b>
<b>ESTUDO EXPERIMENTAL.....</b>	<b>57</b>

4.1 DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL .....	57
4.1.1 Componentes do Aparato Experimental .....	58
4.2 METODOLOGIA DOS TESTES .....	66
4.3 ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS .....	67
<b>CAPÍTULO 5.....</b>	<b>69</b>
<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>69</b>
5.1 RESULTADOS TEÓRICOS .....	69
5.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....	72
<b>CAPÍTULO 6.....</b>	<b>87</b>
<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>87</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>89</b>
<b>APÊNDICE A – ANÁLISE DE INCERTEZAS .....</b>	<b>93</b>
A.1 INCERTEZAS PARA O FLUXO DE CALOR ATRAVÉS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO.....	93
A.2 INCERTEZAS PARA FLUXO DE CALOR ATRAVÉS DO SISTEMA DE COLETA DE CONDENSADO .....	95

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema de uma torre de resfriamento.....	16
Figura 2 - Representação esquemática da distribuição de densidade (Carey, 1992).....	20
Figura 3 – Tensões de Interface.....	20
Figura 4 - Molhabilidade de um fluido sobre uma superfície.....	21
Figura 5 - Representação da condensação pelicular e em gotas.....	22
Figura 6 - Gráfico com os resultados obtidos para (a) condensação laminar no tubo de cobre, (b) condensação em gotas SAM-2 após 100h e (c) condensação em gotas SAM-2 após 2600h S (Vermuri <i>et al.</i> , 2006).....	24
Figura 7 - Formação de gotas nas superfícies e gráfico de fluxo de calor em função da temperatura de sub-resfriamento (Zhong <i>et al.</i> , 2010). ....	25
Figura 8 - Condensação em filme em superfícies não melhoradas e em gotas em superfícies melhoradas com íons e gráfico do coeficiente de troca de calor em função do sub-resfriamento (Kananeh <i>et al.</i> , 2006). ....	27
Figura 9 - Fotos da condensação em gotas em superfícies com ranhuras (M. Izumi <i>et al.</i> ,2004).....	27
Figura 10 - Regimes de escoamento do condensado e perfis de velocidade e temperatura, (a) Bejan (2004) e (b) Burmeister (1983). ....	28
Figura 11 - Perfil de velocidade e movimento do vapor: (a) Chen (1961) e (b) Bejan (2004). ....	32
Figura 12 - Configuração de escoamento dentro de dutos. Adaptado de Chen <i>et al.</i> (1987). ....	33
Figura 13 - Medições do número Nusselt em função do número de Reynolds Thumm <i>et al.</i> (2001). ....	34
Figura 14 - Medições do número Nusselt em função do número de Reynolds Thumm <i>et al.</i> (2001). ....	35
Figura 15 - Resultados teóricos da taxa de transferência de calor em convecção natural na presença de gases não condensáveis conforme Rose (1968).....	38
Figura 16 - Resultados experimentais da taxa de transferência de calor em convecção natural na presença de gases não condensáveis (Al-Dawabny e Rose, 1972).....	39
Figura 17 - Modelo físico para condensação com gases não condensáveis em convecção forçada Sparrow <i>et al.</i> (1967).....	39
Figura 18 - Resultados teóricos da taxa de transferência de calor em convecção forçada na presença de gases não condensáveis (Sparrow <i>et al.</i> , 1967).....	40
Figura 19 - Formato da superfície condensador desenvolvida por Gregorig, Burmeister (1983).....	43
Figura 20 - Configuração física e resultados de Renken e Raich (1996). ....	44
Figura 21 - Configuração do aparato para desumidificação desenvolvido por Cochran <i>et al.</i> (2009). ....	45
Figura 22 - Aparato experimental de Chung <i>et al.</i> (2005). ....	46

Figura 23 - Resultados para placa vertical (90°) e inclinada em 45° de Chung <i>et al.</i> (2005).....	47
Figura 24 – Geometria do problema avaliado. Adaptado de Burmeister (1983). .....	49
Figura 25 – Fluxograma para o cálculo da transferência de calor. ....	54
Figura 26 - Visão geral do aparato experimental. ....	58
Figura 27 – Gerador de vapor. ....	59
Figura 28 - Duto principal e inserção de gases não condensáveis. ....	60
Figura 29 - Seção de teste. ....	61
Figura 30 – Inclinações testadas. ....	62
Figura 31 – Superfícies testadas. ....	63
Figura 32 – Perfil das ranhuras testadas. ....	63
Figura 33 – Posições dos termopares. ....	64
Figura 34 – Sistema de refrigeração. ....	65
Figura 35 – Sistema de coleta do condensado. ....	66
Figura 36 – Fluxo de transferência de calor em função da diferença de temperatura da mistura e da interface líquido-vapor, empregando modelos baseados no modelo de Rose. ....	70
Figura 37 – Fluxo de transferência de calor em função da temperatura de parede pela avaliação teórica através do modelo de Rose. ....	71
Figura 38 – Esquema do fluxo incidindo sobre a superfície condensadora Mantelli <i>et al.</i> (2010). ....	73
Figura 39 – Modificações para verificação dos resultados. ....	74
Figura 40 - Resultados para vapor puro em superfície lisa de cobre na vertical. .....	75
Figura 41 - Resultados para a superfície em 30°.....	76
Figura 42 - Resultados para a superfície em 45°.....	77
Figura 43 - Resultados para a superfície em 60°.....	77
Figura 44 - Resultados para a superfície em 90° (vertical). ....	78
Figura 45 - Resultados para as quatro superfícies sujeitas a fluxos de vapor puro, inclinação de 60°. ....	81
Figura 46 - Resultados para as quatro superfícies sujeitas a fluxos de vapor puro misturados com 20% em massa de ar, inclinação de 60°. ....	81
Figura 47 - Resultados para as quatro superfícies sujeitas a fluxos de vapor puro misturados com 30% em massa de ar, inclinação de 60°. ....	82
Figura 48 - Resultados para as quatro superfícies sujeitas a fluxos de vapor puro misturados com 40% em massa de ar, inclinação de 60°. ....	82
Figura 49 - Resultados para as quatro superfícies sujeitas a fluxos de vapor puro misturados com 50% em massa de ar, inclinação de 60°. ....	83
Figura 50 - Resultados placa de cobre ranhurada em 60°. ....	85
Figura 51 - Resultados placa de alumínio lisa em 60°. ....	85
Figura 52 - Resultados placa de alumínio ranhurada em 60°. ....	86

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Legenda dos resultados. ....	75
---	----

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Alfabeto Latino:

Símbolo	Definição	Unidade
$C_p$	Calor específico à pressão constante	[kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$D$	Difusividade mássica	[m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$g$	Aceleração da gravidade	[m.s <sup>-2</sup> ]
Gr	Número de Grashof	[-]
$h$	Coefficiente de transferência de calor	[kW.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$i$	Entalpia	[kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$L$	Comprimento da placa	[m]
$M$	Massa molecular	[kg.Kmol <sup>-1</sup> ]
$m'$	vazão mássica por unidade de largura	[kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}$	Vazão massica	[kg.s <sup>-1</sup> ]
Nu	Número de <i>Nusselt</i>	[-]
$P$	Pressão	[kPa]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Q	Potência	[kW]
$q''$	Fluxo de calor unidade de área	[kW.m <sup>-2</sup> ]
$R$	Constante universal dos gases	[kJ.Kmol <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
Re	Número de Reynolds	[-]
S	entropia da superfície	[N.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
Sc	Número de Schmidt	[-]

Sh	Número de Sherwood	[-]
T	temperatura	[K]
U	energia interna da superfície	[N.m <sup>-1</sup> ]
<i>u</i>	Velocidade	[m.s-1]
<i>v</i>	Velocidade	[m.s-1]
<i>w</i>	Fração mássica	[-]
X	fração mássica	[-]
y	fração molar	[-]

#### **Alfabeto Grego:**

$\alpha$	ângulo de inclinação	[°]
$\delta$	Espessura do líquido condensado	[m]
$\delta_M$	Espessura da camada limite do gás	[m]
$\theta$	ângulo de inclinação	[°]
$\kappa$	Condutividade térmica	[W.m-1.K-1]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> .s-1]
$\gamma$	Energia da superfície	[N.m-1]
$\mu$	Viscosidade dinâmica	[kg.m-1.s-1]
$\psi$	Multiplicador turbulência	[-]
$\rho$	Massa específica	[kg.m-3]
$\sigma$	Tensão Superficial	[N.m-1]

**Índices:**

Água,refri	água de refrigeração	[-]
ar	Ar	[-]
conv	convecção	[-]
cond	condensação	[-]
G	gás	[-]
gas	gás	[-]
inter	interface	[-]
liq	líquido	[-]
lv	líquido vapor	[-]
lg	líquido gás	[-]
Médio	médio	[-]
NCG	gases não condensáveis	[-]
ref	referencia	[-]
sv	sólido vapor	[-]
sl	sólido líquido	[-]
sup	superfície	[-]
sat	Saturação	[-]
total	total	[-]
v	vapor	[-]
$\infty$	infinito	[-]
12,G	componente 1 em 2 no gás	[-]

## RESUMO

O presente trabalho visa estudar os aspectos fundamentais da aplicação de uma placa refrigerada, fixa na saída das bocas das torres de resfriamento empregadas em plantas industriais, para desumidificação do ar. Ar umedecido é subproduto resultante do resfriamento da água empregada nos processos industriais. A condensação de vapor de água na presença de gases não condensáveis é investigada para superfícies sujeitas a fluxos ascendentes em escoamento livre, em contra corrente ao escoamento do filme condensado. Os comportamentos das taxas de transferência de calor e taxas de condensação obtidas experimentalmente são analisados em função das variáveis: concentração de gases não condensáveis para a mistura a ser condensada, temperatura de parede, ângulo de inclinação da superfície condensadora, material e geometria da placa condensadora. Os resultados experimentais obtidos foram comparados com o modelo matemático de Nusselt, para condensação de vapor puro, e com o modelo de Rose, para condensação de vapor na presença de gases não condensáveis. Os resultados mostram que as condições físicas do escoamento exercem influência dominante na taxa de transferência de calor, tanto na situação de vapor puro quanto na presença de gases não condensáveis. Neste caso, para uma dada condição de mistura, a diferença na transferência de calor entre o caso com vapor puro e com gases não condensáveis foi de 15%, enquanto para a situação de mistura estagnada seria de 50%.

**Palavras-chave:** Condensação pelicular, Gases não condensáveis, Superfícies inclinadas.

## ABSTRACT

This work aims the study of fundamental aspects of the application of cooling surfaces in the outlet air humid stream of cooling towers, with the purpose to remove moisture. Vapor was released to the air during the cooling of industrial hot water. The condensation of water vapor in the presence of noncondensable gases is studied for cooling surfaces facing downward under free vertical flow in counter current with the condensation film. The behavior of the heat transfer rates experimentally obtained are analyzed from the point of view of the parameters: noncondensable gas concentration, surface temperature and inclination, material and geometry of the surface. The results were compared with the Nusselt mathematical model, for pure vapor condensation, and with Rose model for condensation in the presence of noncondensable gases. The results showed that the physical characteristics of the flow exert dominant influence in the heat transfer rates both in the pure vapor and in the presence of noncondensable gases. In this case, for the same condition, the difference in the heat transfer between the pure vapor case and with the presence of noncondensable case were around 15% while in stagnant mixture condition would be around 50%.

**Keywords:** Film Condensation, Noncondensable gases, Inclined surfaces.

## CAPÍTULO 1

### INTRODUÇÃO

#### 1.1 MOTIVAÇÃO

De toda água disponível na superfície da Terra, 97,5% formam os oceanos e mares e apenas 2,5% representam água doce. Desta parcela 68,9% correspondem às geleiras e calotas polares situadas em regiões montanhosas, 29,9% são águas subterrâneas, 0,9% compõe a umidade do solo e pântanos e apenas 0,3% constitui água doce armazenada nos rios e lagos disponível para o homem. A água é utilizada da seguinte forma: 88% destinada à agricultura, 7% à indústria e 5% ao consumo humano (Rebouças *et al.*, 2006).

Na indústria, água é empregada como fluido de resfriamento na remoção de carga térmica de diversos processos. Esta água precisa ser resfriada antes de ser re-utilizada, empregando-se, em boa parte das aplicações, torres de resfriamento.

Numa torre de resfriamento elementar, conforme ilustra a Figura 1, o fluxo de água quente, proveniente do processo industrial, é inserido pela parte superior e entra em contato direto com ar atmosférico, que entra pelas laterais devido à sucção causada por uso de exaustores. Este contato direto provoca o resfriamento da água quente através da troca de calor sensível e latente com o ar atmosférico proveniente do ambiente. No processo de resfriamento pela troca de calor latente, há a evaporação de cerca de 3 a 5% do volume da água a ser resfriada, que é “perdida” ao meio ambiente. Esta água deve ser reposta, sendo, em muitos casos, retirada de rios da região (Simões Moreira, 1999).

O Projeto Hidriter, firmado a partir de um convênio entre o Laboratório de Tubos de Calor (Labtucal/Lepten) e a Petrobrás, visa o estudo de tecnologias aplicadas à redução no consumo de recursos hídricos em refinarias de petróleo. De acordo com informações repassadas pela Petrobras, o consumo de água de reposição em um conjunto de torres de resfriamento chega a 1000 m<sup>3</sup>/h, a qual é perdida, em grande parte, devido à evaporação, que ocorre durante o processo de refrigeração. No caso da Replan (Refinaria de Paulínia) a água de reposição é proveniente da bacia hidrográfica local, a qual também abastece as cidades localizadas na região. A necessidade de abastecimento tem crescido juntamente com o crescimento populacional da região. Como a retirada de água da bacia já está próxima ao seu

limite máximo, a Petrobrás tem tido problemas nas renovações de suas licenças ambientais para a operação da refinaria.

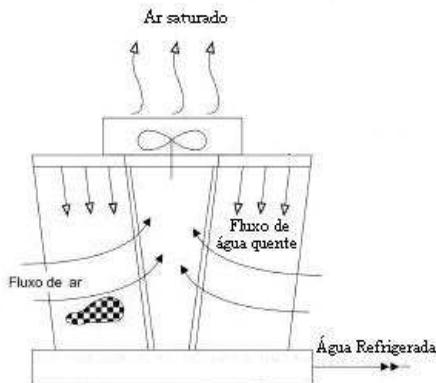


Figura 1 – Esquema de uma torre de resfriamento.

O convênio firmado entre a Petrobrás e o Labtucal contempla duas linhas de estudos. A primeira visa avaliar e redimensionar processos térmicos de forma a diminuir o volume de água a ser resfriado. A segunda linha de pesquisa, onde se insere a presente dissertação, visa o desenvolvimento de equipamentos capazes de recuperar parte da água evaporada, condensando o vapor contido no ar úmido que deixa as torres de resfriamento. Uma das tecnologias investigadas é a utilização de placas refrigeradas fixadas na saída destes equipamentos.

## 1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal do presente trabalho é gerar conhecimento básico na área de condensação de vapor de água presente em ar úmido, de forma que seja possível o desenvolvimento de tecnologias de condensação para aplicações em torres de resfriamento de plantas industriais. Como se verá adiante, não se encontra na literatura nenhum trabalho desenvolvido para esta aplicação exata, assim como não existe nenhum modelo teórico de condensação em placas resfriadas que possa ser diretamente aplicado para as condições físicas que serão estudadas.

Assim, serão estudados aspectos fundamentais que envolvem a condensação/recuperação de vapor de água presente no ar atmosférico. Em torres de resfriamento, a composição da mistura de vapor de água e

ar atmosférico é de pelo menos 95% de ar seco e 5% de vapor de água em massa, dependendo da temperatura de bulbo seco em que encontra a mistura. No presente estudo, misturas contendo maior parcela de vapor de água foram estudadas, pelo fato de que desta forma se tem maior sensibilidade nos resultados, conforme será explicado adiante.

### **1.2.1 Objetivo Geral**

O objetivo geral da presente dissertação de mestrado é estudar o comportamento térmico de superfícies condensadoras sob fluxo de vapor de água ascendente, com e sem gases não condensáveis, em superfícies voltadas para baixo, sob pressão atmosférica.

### **1.2.2 Objetivos Específicos**

Como objetivos específicos pode-se citar:

- Avaliar a influência da presença dos gases não condensáveis no fenômeno de condensação;
- Verificar o efeito da refrigeração da superfície condensadora na condensação;
- Analisar a taxa de condensação sob diferentes inclinações das superfícies condensadoras;
- Testar a influência de ranhuras longitudinais para o melhoramento da condensação;
- Averiguar diferentes materiais para a fabricação das placas condensadoras.

## **1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO**

O presente trabalho será dividido da seguinte forma:

No Capítulo 2, uma revisão bibliográfica é apresentada abordando os principais tópicos que envolvem o presente tema.

No Capítulo 3, o modelo de Rose é descrito e utilizado para a avaliação teórica das taxas de transferência de calor em condensação pelicular na presença de gases não condensáveis.

No Capítulo 4, são apresentados detalhes de projeto e construção da bancada de testes experimentais são apresentados.

No Capítulo 5, são apresentados e discutidos os resultados obtidos através dos testes experimentais realizados e do modelo teórico empregado.

No Capítulo 6, são apresentadas as conclusões relativas ao presente trabalho, bem como propostas para futuros trabalhos nesta área.

## CAPÍTULO 2

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentada uma revisão bibliográfica acerca dos fenômenos de transferência de calor e massa envolvidos no tema abordado neste trabalho. Primeiramente, aspectos fundamentais serão apresentados. Em seguida, será apresentada uma revisão sobre condensação em gotas. Depois, trabalhos envolvendo condensação pelicular serão apresentados.

#### 2.1 CONDENSAÇÃO

##### 2.1.1 Fundamentos

Segundo Collier e Thome (1994), se a remoção de calor de um sistema contendo vapor ocorrer até uma temperatura abaixo da temperatura de saturação deste componente, ocorrerá à passagem deste vapor para o estado líquido através da nucleação de gotas. Quando o vapor é puro, esta nucleação pode ocorrer de forma homogênea, onde a formação das gotas se dá no interior do vapor, como é o caso da formação de gotas na expansão em bocais de turbinas. Esta condensação pode também ocorrer de forma heterogênea, onde as gotas se formam sobre um substrato, como uma superfície, pequenas impurezas, etc.

Na maioria das aplicações, a nucleação de gotas inicia-se sobre um substrato e a condensação evolui na interface entre o líquido e o vapor. Assim, a interação que o líquido condensado possui com o substrato e com o próprio vapor que o envolve exerce grande influência nos mecanismos de transferência de calor. Para tanto, a tensão superficial do fluido e a afinidade que este apresenta com o substrato condensador são duas características importantes no processo.

Conforme apresentado por Mantelli (2009), moléculas de uma substância em sua fase líquida atraem umas as outras. Esta força de atração é maior do que a observada na sua fase vapor. Uma molécula de um líquido será atraída por outras moléculas ao seu redor e, na média, não experimentará nenhuma força resultante. Quando o líquido está em contato com o vapor, as forças de atração sobre as moléculas situadas na superfície do líquido ou perto dela, não estarão mais em equilíbrio. Assim, as moléculas sofrerão uma força resultante, normalmente na direção da superfície para o líquido. Devido a este efeito, o líquido tenderá a assumir um formato que apresente uma área mínima de

superfície, que no caso de uma gota de água em queda livre no vácuo, será uma esfera. Outros exemplos são uma bolha de gás subindo em um copo de refrigerante, ou uma bolha de vapor em um recipiente de água em ebulição. Por causa desta tendência espontânea de se contrair, a superfície do líquido se comporta como uma membrana elástica sob tensão. Para se aumentar a área desta superfície, trabalho deve ser exercido na interface líquido-vapor. Portanto, a energia observada nas moléculas próximas à interface é maior que no interior do líquido. Define-se tensão superficial de um fluido como a força por unidade de área paralela à interface e perpendicular ao gradiente de densidade. De acordo com o tratamento termodinâmico macroscópico de Carey (1992), assume-se uma ligeira descontinuidade na densidade e/ou composição na interface de um líquido e vapor, conforme pode ser visto na Figura 2.

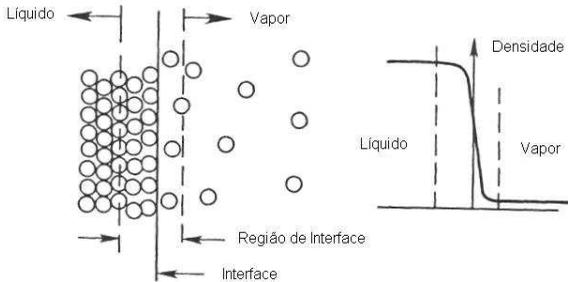


Figura 2 - Representação esquemática da distribuição de densidade (Carey, 1992).

Ainda de acordo com Carey (1992), para uma superfície perfeitamente lisa, onde repousa uma gota de líquido circundada pelo seu vapor, a molhabilidade, ou afinidade entre o líquido e o sólido, é representada pelo ângulo de contato  $\alpha$  entre as interfaces: líquido, vapor e superfície sólida, conforme mostra a Figura 3.

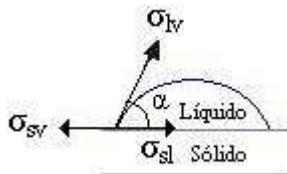


Figura 3 – Tensões de Interface.

Para uma situação de equilíbrio, este ângulo de contato é obtido a partir do balanço de forças horizontais na linha de encontro das fases.

$$\sigma_{sv} = \sigma_{sl} + \sigma_{lv} \cos \alpha \quad (2.1)$$

Para o caso onde há uma grande afinidade entre o líquido e a superfície do sólido, o líquido tende a se espalhar e formar uma película; observa-se que o ângulo de contato diminui ( $\alpha < 90^\circ$ ) e, conseqüentemente, a molhabilidade é alta. De outra forma, se  $\alpha > 90^\circ$ , a gota sobre a superfície não sofre espalhamento e tende a se manter coesa; observa-se que o ângulo de contato é maior e a molhabilidade do líquido na superfície é baixa.

A Figura 4 ilustra diferentes tipos de gotas repousando sobre superfícies. O esquema à direita mostra um líquido que não possui afinidade com a superfície, ou seja, as forças intramoleculares do líquido são maiores do que entre o líquido e o sólido; o líquido se fecha em si e o contato entre o líquido e o sólido é pontual, não molhando a superfície. Por outro lado, na extrema esquerda da figura, tem-se o exemplo de um fluido completamente molhante, ou seja, a atração entre as moléculas do fluido não tem força suficiente para mantê-lo coeso frente à atração que o sólido exerce sobre o fluido.

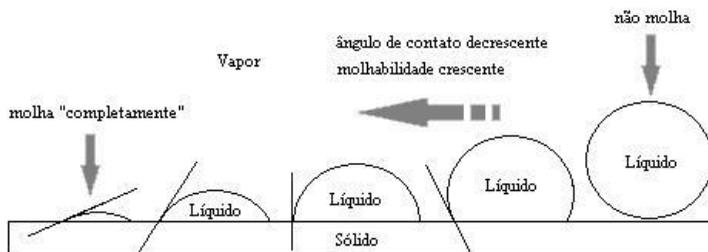


Figura 4 - Molhabilidade de um fluido sobre uma superfície.

Assim, para ângulos de contato menores que  $90^\circ$ , ocorrerá a condensação pelicular que é caracterizada pela cobertura de um filme líquido sobre a superfície condensadora, conforme mostra a imagem da esquerda na Figura 5. Por outro lado, quando o ângulo de contato for maior que  $90^\circ$ , tem-se a condensação na forma de gotas, onde neste processo de condensação, partes da superfície condensadora ficam

diretamente expostas ao contato com o vapor, conforme imagem à direita na Figura 5.



Figura 5 - Representação da condensação pelicular e em gotas.

De uma maneira geral, superfícies metálicas possuem uma energia livre de superfície maior que outros materiais. Desta forma, a água (que possui uma determinada tensão superficial) tende a molhar superfícies metálicas e assim produzir a condensação pelicular. Por outro lado, se o substrato possuir uma baixa energia livre de superfície, como é o caso do Teflon (resina de flúor-carbono), a água não molha a superfície, ocorrendo a condensação na forma de gotas.

### 2.1.2 Condensação em Gotas

De acordo com Kananeh *et al.* (2006), Schmidt e co-autores foram os primeiros a estudar a condensação em gotas, em 1930. Este modo de condensação caracteriza-se por promover altos coeficientes de transferência de calor, se comparados com a condensação pelicular. A razão para este aumento pode ser explicada pelo fato de que a superfície condensadora fica constantemente exposta ao vapor devido à dinâmica de formação e partida das gotas que estão sobre o substrato.

Na prática, este processo pode ser alcançado através da utilização de agentes promotores que objetivam atuar na afinidade entre o líquido e o substrato condensador. Para tanto, materiais orgânicos, poliméricos, monocamadas orgânicas auto-organizadas e aplicações de íons de nitrogênio, argônio, hélio, hidrogênio e cromo em substratos de cobre são utilizados como coberturas especiais promotoras deste fenômeno, conforme Vermuri *et al.* (2006)

Como exposto anteriormente, superfícies metálicas tendem a ser molhadas por fluidos em geral, como a água e, conseqüentemente, oferecem uma condensação pelicular devido sua alta energia livre de superfície. Porém, de acordo com Westwater e co-autores (apud Carey, 1992), condensação em gotas foi atingida utilizando superfícies de ouro e prata, nos anos de 1981 e 1984.

Recentemente, Rausch *et al.* (2010) modelaram a energia livre de superfície de um material  $\gamma_{\text{sup}}$ , resultando na seguinte equação:

$$\gamma_{\text{sup}} = U_{\text{sup}} - TS_{\text{sup}} \quad (2.2)$$

de onde se observa que a energia livre de superfície pode ser diminuída aumentando a entropia da superfície  $S_{\text{sup}}$  ou diminuindo a energia interna  $U_{\text{sup}}$ . Isto é alcançado aumentando a desordem da superfície através da inserção de elementos externos. Em alguns casos, a inserção de íons causa uma mudança de estado do material, de cristalino para amorfo, onde, no estado amorfo, as forças de ligações interatômicas são mais fracas que no estado cristalino e, conseqüentemente, a energia livre de superfície será menor.

No trabalho de Vermuri *et al.* (2006), condensação em gotas foi alcançada através da utilização de dois diferentes tipos de cobertura hidrofóbica sobre substratos de cobre: monocamadas auto-organizadas da solução de n-octadecyl mercaptan e solução de ácido esteárico. A superfície com cobertura de n-octadecyl mercaptan (SAM-2), apresentou um melhor desempenho térmico quanto comparado a de ácido esteárico (SAM-1) que, logo após as primeiras horas de operação, gradualmente passou para à condensação pelicular. Para a SAM-2, houve um aumento de 3 vezes em relação a condensação pelicular, calculada a partir da teoria de Nusselt para as primeiras 100 horas de teste e 1,8 vezes, após 2600 horas de teste. A Figura 6 apresenta os resultados obtidos pelos autores, bem como as imagens do fenômeno de condensação pelicular e em gotas para a superfície testada.

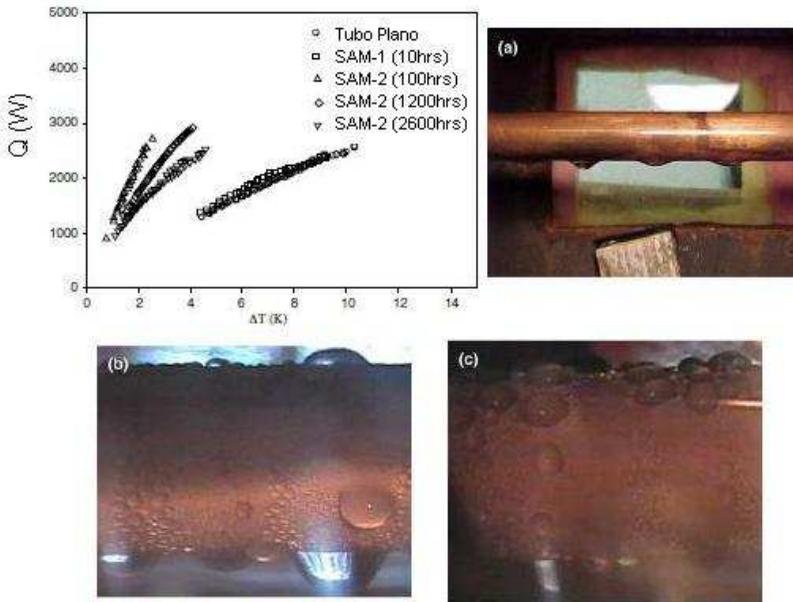


Figura 6 - Gráfico com os resultados obtidos para (a) condensação laminar no tubo de cobre, (b) condensação em gotas SAM-2 após 100h e (c) condensação em gotas SAM-2 após 2600h S (Vermuri *et al.*, 2006).

Em outro trabalho, Zhong *et al.* (2010) compararam o efeito que nanoestruturas poderiam ter na deposição de monocamadas auto-organizadas da solução de n-octadecyl mercaptan em substratos de cobre para a condensação em gotas. Neste trabalho, as nanoestruturas foram criadas a partir da oxidação do substrato através do uso de peróxido de hidrogênio e comparadas com outro substrato de cobre onde a superfície foi finamente polida. De acordo com os resultados obtidos, a superfície com as nanoestruturas (SAM-1) não apresentou um melhor desempenho térmico quando comparada com a superfície polida (SAM-2). De acordo com os autores, um aumento era esperado para a SAM-1 pelo fato das nanoestruturas aumentarem a área de transferência de calor. Por outro lado, foi evidenciado que estas nanoestruturas aprisionavam o condensado e assim alteravam a energia livre da superfície. A Figura 7 mostra os resultados obtidos pelos autores através de um gráfico e imagens da formação das gotas depositadas sobre as duas superfícies testadas.

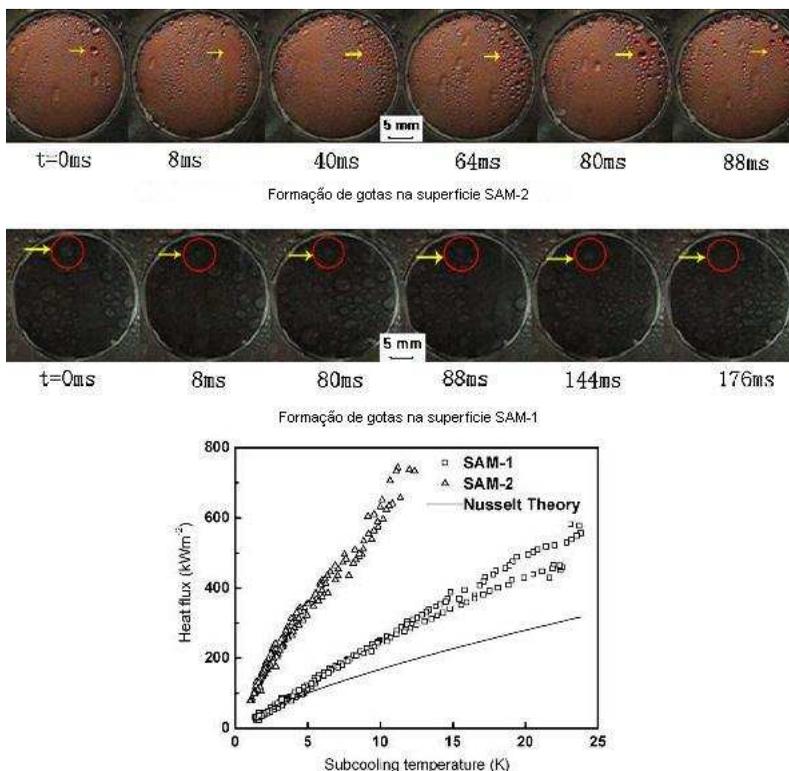


Figura 7 - Formação de gotas nas superfícies e gráfico de fluxo de calor em função da temperatura de sub-resfriamento (Zhong *et al.*, 2010).

No trabalho de Ma *et al.* (2002), foi verificada a influência que a condição de inserção do filme promotor da condensação em gota pode exercer no desempenho térmico da condensação. Neste trabalho, foi utilizado o polímero Politetrafluoretileno (PTFE) como agente promotor em substratos (tubos) de bronze, cobre, aço inoxidável e aço carbono. Assim, a deposição do polímero nos substratos foi feita através do método da aplicação de íons misto (argônio e nitrogênio) para diferentes condições de energia aplicadas no bombardeamento iônico sobre a superfície. Conforme os autores, os fluxos de calor aumentaram de 0,3 - 4,6 vezes, quando comparados com a condensação em filme de Nusselt, para o tubo de bronze nas diferentes condições de inserção.

No estudo realizado por Kananeh *et al.* (2006), condensação em gota estável foi atingida através da fixação de íons de nitrogênio pela inserção de íons por plasma. Este processo foi realizado utilizando um

tubo de aço inoxidável como substrato e comparado com o mesmo tubo sem a cobertura dos íons de nitrogênio. De acordo com os seus resultados, o coeficiente de transferência de calor foi 3 vezes superior quando comparado com o valor de condensação em filme de Nusselt. A Figura 8 ilustra os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor versus a diferença de temperatura entre o vapor e a superfície condensadora, assim como imagens da condensação nos tubos testados.

Ainda a respeito do tema de condensação em gotas, a utilização de ranhuras na superfície foi investigada por Izumi *et al.* (2004) com o intuito de aumentar a transferência de calor. Neste trabalho, uma solução de 5% de etanol em ácido oléico foi utilizada como agente promotor da condensação em gotas numa placa vertical de cobre. De acordo com a Figura 9, ranhuras foram adicionadas na superfície com o intuito de conduzir melhor o escoamento das gotas formadas sobre a placa e assim dar mais dinâmica ao processo de exposição da superfície ao vapor. Foram realizados testes empregando superfícies lisas e ranhuras com larguras de 0,25 a 0,5 mm verticais e horizontais ao fluxo de condensado. No caso de ranhuras verticais com espessura entre 2 e 2,5, a transferência de calor apresentou melhores resultados.

Porém, como mencionado anteriormente, embora a condensação observada em superfícies que sofreram inserção de íons de nitrogênio por plasma tenha sido considerada “condensação em gotas estável” esta tecnologia ainda está em fase de desenvolvimento, o que inviabiliza seu emprego em equipamentos para aplicações industriais. Na maioria das vezes, a partir de um determinado período de tempo que o fenômeno de condensação em gotas esta ocorrendo sobre a superfície tratada, as características das superfícies se alteram e a condensação em gotas passa a ocorrer de forma pelicular. Sendo assim, condensação pelicular ainda é bastante estudada.

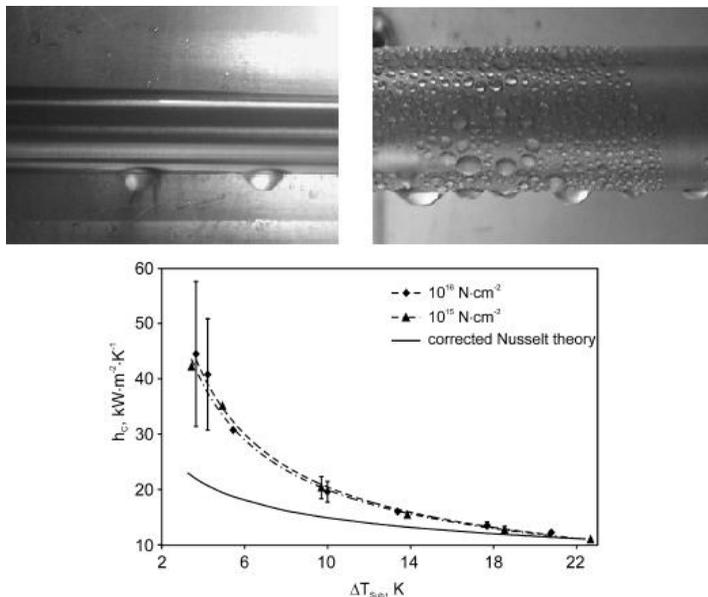


Figura 8 - Condensação em filme em superfícies não melhoradas e em gotas em superfícies melhoradas com íons e gráfico do coeficiente de troca de calor em função do sub-resfriamento (Kananeh *et al.*, 2006).

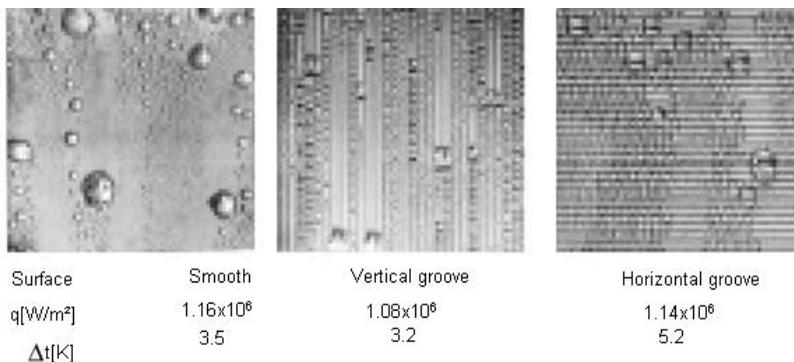


Figura 9 - Fotos da condensação em gotas em superfícies com ranhuras (M. Izumi *et al.*, 2004).

### 2.1.3 Condensação Pelicular

A condensação pelicular ocorre em diversas aplicações na engenharia. Neste caso, o escoamento do líquido condensado é modelado da mesma forma que outros escoamentos, onde os regimes: laminar, transição e turbulento são observados (Ghiaasiaan, 2008). A Figura 10(a) ilustra estes regimes de escoamento.

Conforme Bejan (2004), no topo da superfície condensadora (a partir de  $x=0$ ) tem-se um escoamento laminar e o filme condensado apresenta a menor espessura. Nesta região, o número de Reynolds tem o valor  $Re_x \approx 30$ . Conforme se avança na superfície condensadora, a espessura do condensado tende a aumentar; observa-se também a formação das primeiras ondulações na interface líquido-vapor. Nesta região, denominada como região de transição ou *wavy*, a taxa de transferência tende a aumentar e o número de Reynolds varia entre  $30 \leq Re_x \leq 1800$ . Posterior à fase de transição, o fluxo torna-se turbulento e as instabilidades na interface (crista) do condensado aumentam.

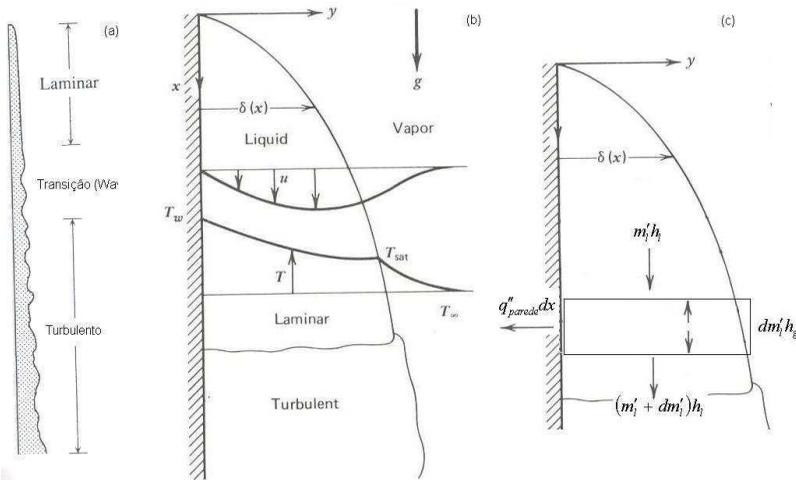


Figura 10 - Regimes de escoamento do condensado e perfis de velocidade e temperatura, (a) Bejan (2004) e (b) Burmeister (1983).

O número de Reynolds do líquido condensado é avaliado através da seguinte expressão:

$$\text{Re}_x = \frac{4m'_{liq}(x)}{\mu_{liq}} \quad (2.3)$$

O processo de condensação pelicular de vapor puro e estagnado é avaliado pelo modelo clássico desenvolvido por Nusselt em 1916, cujo esquema está apresentado na Figura 10(b), que representa o caso mais simples de condensação, onde a parede é isotérmica e plana. As seguintes hipóteses simplificadoras são adotadas (Ghiaasiaan, 2008):

- Regime permanente;
- Região de escoamento laminar;
- Temperatura de parede constante;
- Vapor estagnado e saturado;
- Propriedades do líquido constantes;
- Forças inerciais desprezíveis;
- Perfil de temperatura linear.

A seguinte equação de balanço de força permite obter o perfil de velocidade dentro da camada de líquido condensado:

$$\underbrace{\rho_{liq} \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right)}_0 = -\frac{dP}{dx} + \mu_{liq} \frac{\partial^2 u_{liq}}{\partial y^2} + \rho_{liq} g \quad (2.4)$$

Considerando ainda que o gradiente de pressão vertical dentro do líquido condensado é o mesmo que o gradiente de pressão hidrostática no vapor, ou seja,  $dP / dx = \rho_{gas} g$ , esta equação toma a forma:

$$0 = \mu_{liq} \frac{\partial^2 u_{liq}}{\partial y^2} + g(\rho_{liq} - \rho_{gas}) \quad (2.5)$$

Aplicando as seguintes condições de contorno na Eq. 2.5:

$$u_{liq}(y = 0) = 0 \quad (2.6)$$

$$\left. \frac{\partial u_{liq}}{\partial y} \right|_{y=\delta(x)} = 0 \quad (2.7)$$

Obtém-se:

$$u_{liq}(y, \delta(x)) = \frac{(\rho_{liq} - \rho_{gas})g}{\mu_{liq}} \left( y\delta(x) - \frac{y^2}{2} \right) \quad (2.8)$$

A partir do perfil de velocidades, a vazão mássica por unidade de largura em  $kg / ms$  é

$$m'_{liq} = \rho_{liq} \int_0^{\delta(x)} u_{liq}(y) dy = \frac{\rho_{liq} (\rho_{liq} - \rho_{gas}) g \delta(x)^3}{3\mu_{liq}} \quad (2.9)$$

Na Eq. 2.9, ainda não se conhece os valores para  $m'_{liq}$  e  $\delta(x)$ . Através do balanço de energia no pequeno volume de controle desenhado na Figura 10 (c), tem-se:

$$i_{lg} \frac{dm'_{liq}}{dx} = q''_{sup} \quad (2.10)$$

De acordo com as hipóteses listadas anteriormente, o perfil de temperatura dentro da camada de líquido condensado é linear, assim o fluxo de calor, conforme Lei de Fourier, é dado por:

$$i_{lg} \frac{dm'_{liq}}{dx} = \kappa_{liq} \frac{(T_{sat} - T_{sup})}{\delta(x)} \quad (2.11)$$

Substituindo o lado direito da igualdade da Eq. 2.9 na Eq. 2.11 para a condição de  $\delta(x=0)=0$  e resolvendo para  $\delta(x)$ , o perfil da espessura da camada de líquido condensado fica sendo:

$$\delta(x) = \left[ \frac{4\mu_{liq} \kappa_{liq} (T_{sat} - T_{sup}) x}{g i_{lg} \rho_{liq} (\rho_{liq} - \rho_{gas})} \right]^{1/4} \quad (2.12)$$

De acordo com a hipótese de perfil de temperatura linear, o número de Nusselt,  $Nu_{liq} = \frac{h_{liq}L}{\kappa_{liq}}$ , é igual a 1, e assim  $h_{liq} = \frac{\kappa_{liq}}{\delta(x)}$ .

Assim, o coeficiente de transferência de calor médio para uma placa de comprimento L é:

$$\bar{h}_{liq} = 0.943 \left[ \frac{\rho_{liq} (\rho_{liq} - \rho_{gas}) g \sin(\theta) \kappa_{liq}^3 i_{lg}}{L \mu_{liq} \Delta T} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.13)$$

onde  $g \cdot \sin(\theta)$  corresponde à projeção vertical do vetor gravidade caso a superfície possua alguma inclinação com relação a posição vertical.

#### 2.1.4 Aperfeiçoamento da Análise de Nusselt

A partir da dedução de Nusselt, inúmeros trabalhos surgiram com o intuito de aperfeiçoar o tratamento dado à condensação, reduzindo as restrições impostas por algumas das simplificações adotadas. De acordo com Collier e Thome (1994), Bromley, em 1952, considerou o efeito de sub-resfriamento do condensado, uma vez que a temperatura do líquido próximo a superfície condensadora está abaixo da temperatura de saturação. Desta forma, o balanço de energia apresentado na Eq. 2.10 levaria em conta não somente o calor latente de mudança de fase (que se encontra ao seu lado esquerdo), mas também o calor sensível da temperatura de saturação até a temperatura da parede. Rohsenow, em 1956, estudou este mesmo problema de condensação, porém considerou uma distribuição de temperatura não linear dentro do líquido condensado. Sparrow e Gregg em 1959 também contribuíram para uma avaliação mais precisa do processo de condensação mantendo os termos inerciais que se encontram no lado esquerdo da Eq. 2.4. Com o intuito de resolver este mesmo problema levando em consideração a variação das propriedades termodinâmicas em função da temperatura, Minkowycz e Sparrow (1966), sugeriram a utilização da seguinte temperatura efetiva para o líquido condensado:

$$T_{liq} = T_{sup} + F(T_{sat} - T_{sup}) \quad (2.14)$$

onde o parâmetro F utilizado é  $F = 0,31$ .

Outra restrição utilizada no desenvolvimento do modelo de Nusselt é com relação às tensões que ocorrem na interface do líquido condensado. No trabalho de Chen (1961), foi avaliado o efeito que a tensão de cisalhamento exerce na transferência de calor na condensação em placa plana vertical, mantendo os termos inerciais da Eq. 2.4. Neste trabalho assumiu-se vapor estagnado em uma região suficientemente longe da interface. Na interface, devido à aceleração da gravidade e do arraste também, o condensado em movimento descendente, carrega junto consigo o vapor que o rodeia, conforme Figura 11(b). A Figura 11 (a) mostra como seria o perfil de velocidades no líquido. Os resultados obtidos mostram que, para fluidos com número de Prandtl próximos a 1, as forças cisalhantes na interface podem ser desconsideradas. Por outro lado, para pequenos valores de Prandtl (por exemplo, metais líquidos) a tensão de cisalhamento na superfície possui grande influência, reduzindo a taxa de transferência de calor.

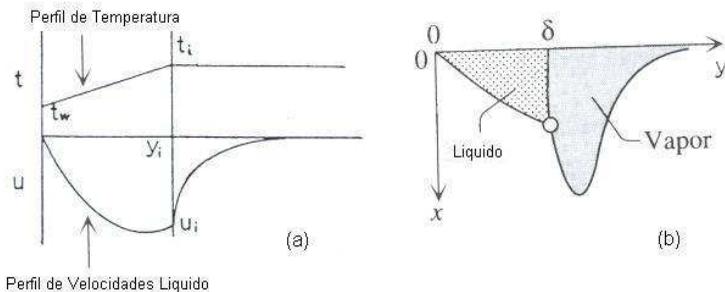


Figura 11 - Perfil de velocidade e movimento do vapor: (a) Chen (1961) e (b) Bejan (2004).

Embora, no trabalho conduzido por Chen (1961), o efeito da tensão de cisalhamento não tenha exercido nenhuma influência significativa na taxa de transferência de calor, a avaliação deste efeito ficou restrita, sendo função somente do número de Prandtl do fluido e considerando apenas o efeito que o líquido condensado exerce.

Ainda analisando o efeito que a tensão de cisalhamento pode exercer no escoamento vertical de condensados, resultados de estudos desenvolvidos para termossifões podem ser utilizados. Nestes dispositivos, o vapor escoava em contra corrente com o filme condensado, ou seja, o fluxo de vapor é ascendente e o condensado é descendente.

De acordo com Chen *et al.* (1987) e Faghri (1995), a tensão de cisalhamento pode interferir de duas formas distintas na condensação,

conforme o sentido de escoamento do vapor em relação ao filme condensado. A Figura 12(a) ilustra a configuração de escoamento para fluxo de vapor no mesmo sentido que o líquido condensado e a Figura 12(b), o fluxo de vapor em contra corrente, ambos para o regime anular de escoamento. No caso de vapor escoando no mesmo sentido que o filme condensado, a tensão de cisalhamento, devido ao fluxo de vapor, tende a acelerar a camada de líquido condensado e torná-la mais fina, aumentando a taxa de transferência de calor. Por outro lado, se o vapor escoar no sentido contrário ao filme condensado, o fluxo de vapor tende a espessar o filme de condensado prejudicando a transferência de calor. Ainda, de acordo com estes autores, mesmo que o regime de escoamento do condensado apresente ondulações (*wavy*), teoricamente aumentando a transferência de calor, esta configuração de escoamento prejudicaria a transferência de calor pois o vapor tende a desprender gotas da superfície do condensado e arrastá-las para fora do líquido. Este processo representa um dos limites de operação de termossifões, o “limite de alagamento” o qual ocorre quando o fluxo de vapor é forte o suficiente para segurar o líquido condensado no topo do termossifão, impedindo o seu retorno ao evaporador pela ação da gravidade e assim impedindo o seu adequado funcionamento.

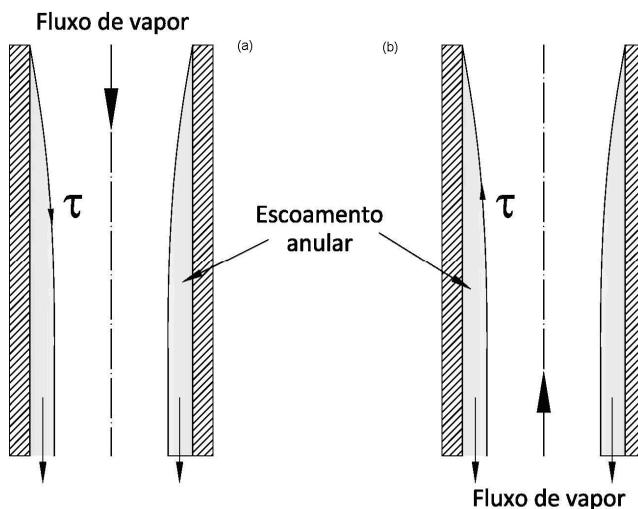


Figura 12 - Configuração de escoamento dentro de dutos. Adaptado de Chen *et al.* (1987).

Thumm *et al.* (2001) estudaram a condensação pelicular em um tubo vertical para fluxo de vapor em contra corrente com o fluxo de condensado e concluíram que a tensão de cisalhamento provoca o espessamento da película de líquido condensado e reforça a turbulência. Conforme mostra a Figura 13, para baixos valores de Reynolds do líquido, quanto maior for a tensão aplicada na interface, menor será a transferência de calor. Por outro lado, conforme o numero de Reynolds do líquido aumenta, quanto maior for a tensão aplicada na interface, maior será a taxa de transferência de calor. De acordo com estes autores, o limite superior testado para o valor da tensão corresponde ao limite de deflagração.

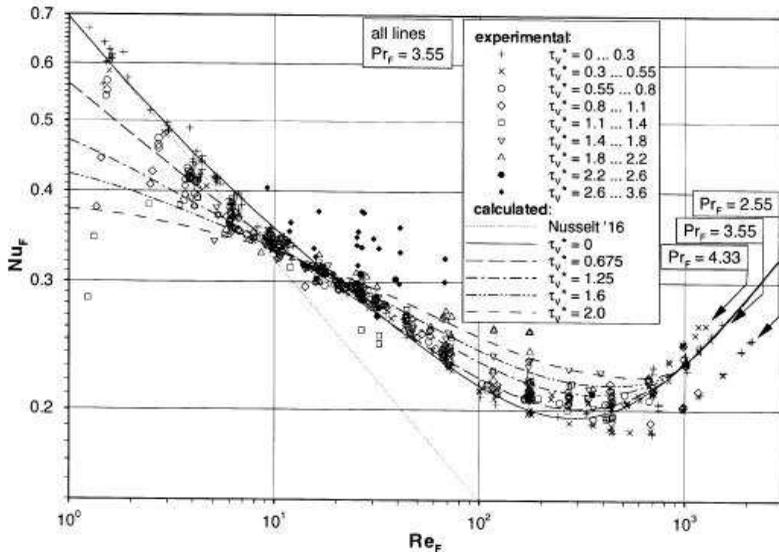


Figura 13 - Medições do número Nusselt em função do número de Reynolds Thumm *et al.* (2001).

Embora estes estudos sejam aplicados para escoamentos no interior de tubos, onde o espaço em que o vapor escoá é estreito e, assim, a interação entre o líquido condensado e o vapor é maior, estes efeitos podem estar presentes nos fenômenos de condensação em placa plana.

## 2.1.5 Gases Não Condensáveis

A presença de gases não condensáveis (NCG) na condensação, mesmo em pequenas proporções, provoca uma grande queda na taxa de transferência calor. Para uma condensação em filme semelhante à modelada por Nusselt tal que, ao invés da placa resfriada estar somente em contato com vapor puro, existir uma mistura de vapor de água e um gás não condensável (como o ar atmosférico), a queda na taxa de transferência de calor ocorre porque a temperatura de saturação na interface não é a mesma que na situação de vapor puro. Neste caso, como existe uma mistura onde somente um componente condensa, esta temperatura de saturação corresponde à pressão parcial deste componente, na interface entre o líquido condensado e a região de mistura. Assim, a temperatura de saturação correspondente à pressão parcial que o componente exerce na interface é menor e, conseqüentemente, a taxa de transferência de calor também é menor. A Figura 14(a) ilustra os perfis de temperatura e de pressão parciais das partes envolvidas neste processo.

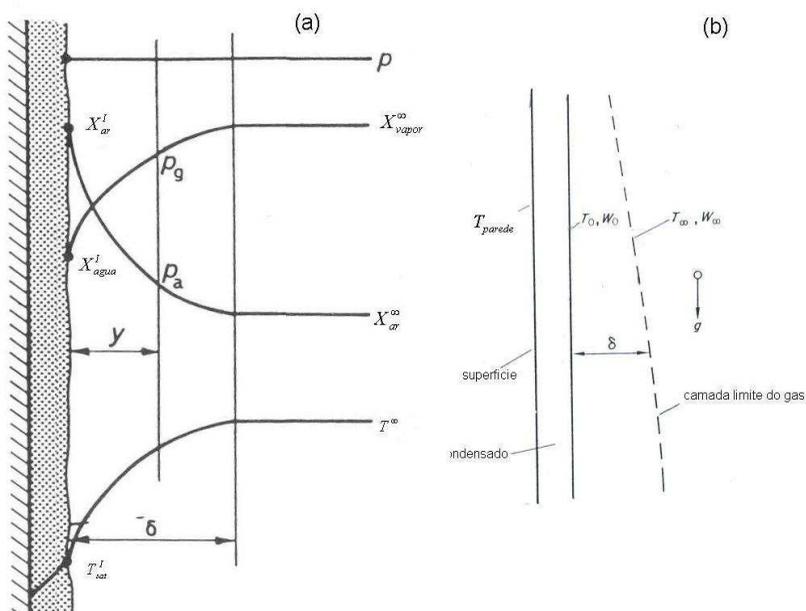


Figura 14 - Medições do número Nusselt em função do número de Reynolds Thumm *et al.* (2001).

De uma maneira geral, existem duas abordagens de modelagem da transferência de calor na presença de gases não condensáveis. A diferença entre estas está no tratamento matemático dado à região onde se observam os gradientes de pressões parciais e de temperatura da mistura. Na primeira forma modela-se esta região de acordo com as aproximações de camada limite, empregando-se equações de conservação, as quais são resolvidas a partir de métodos de similaridade, método integral e métodos numéricos. A segunda forma é através de modelos baseados na analogia entre transferência de calor e massa. Esta segunda metodologia, também conhecida como teoria de filme ou escoamento de Couette, possui maior facilidade de implementação, porém, conforme Stephan (2006) prevê um fluxo de massa inferior ao real, quando o efeito de sucção está presente. Este efeito é o encolhimento da camada limite do gás em função de uma convecção transversal provocada pela absorção do vapor no líquido, acentuando os gradientes desta região. Esta metodologia de avaliação faz uso de correlações para quantificação dos coeficientes de transferência de calor e massa, conforme Rosa *et al.* (2009). Ao substituir o número de Prandtl pelo número de Schmidt nas analogias entre o número de Nusselt e Sherwood, não são considerados todos os cenários da condensação.

Minkowycz e Sparrow (1966) e Rose (1968) avaliaram, teoricamente, o efeito dos gases não condensáveis sobre a taxa de transferência de calor para a condensação de vapor de água e ar atmosférico em convecção natural, empregando a primeira metodologia. Estes autores avaliaram a região do líquido condensado de acordo com as hipóteses de Nusselt e a região do gás como sendo outra camada limite, sobreposta à película de líquido condensado, conforme mostra a Figura 14(b). O grupo de equações empregados nesta região, para conservação de massa da mistura, de espécies químicas, quantidade de movimento e energia são, respectivamente:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (2.15)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial W}{\partial x} + v \frac{\partial W}{\partial y} \right) = - \frac{\partial j_{ar}}{\partial y} \quad (2.16)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = g(\rho - \rho_\infty) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2.17)$$

$$\rho C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) + (C_{p_{ar}} - C_{p_v}) j_{ar} \frac{\partial T}{\partial y} = - \frac{\partial q}{\partial y} \quad (2.18)$$

Sendo

$$j_{ar} = -\rho D \left[ \frac{\partial W_{ar}}{\partial y} + \frac{\alpha W_{ar} (1 - W_{ar})}{T} \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (2.19)$$

$$q = -\kappa_{ar} \frac{\partial T}{\partial y} + \alpha R_{gas} T \frac{M_{gas}^2}{M_{ar} M_v} j_{ar} \quad (2.20)$$

onde R é a constante universal dos gases, M é a massa molecular e  $\alpha$  é um parâmetro chamado de fator de difusão térmica.

Minkowycz e Sparrow (1966) resolveram este grupo de equações empregando o método da similaridade, para pequenas concentrações de gases não condensáveis. Já Rose (1968) resolveu o mesmo problema físico utilizando o método integral. Rose empregou o mesmo equacionamento apresentado acima, porém a variação de temperatura na região do gás não foi considerada, ou seja, foram utilizadas somente as Eqs. 2.15, 2.16, 2.17 e 2.19 (esta última considerando somente com o primeiro termo do lado direito, ou seja, desprezando o termo conhecido como difusão térmica ou efeito *Soret*). Os resultados obtidos para estas duas formas de resolução são apresentados na Figura 15 onde os valores das taxas de transferência de calor, adimensionalizadas através da divisão pela taxa de condensação de vapor puro, são apresentados em função da diferença de temperaturas entre a interface e a mistura para diferentes concentrações de gases não condensáveis.

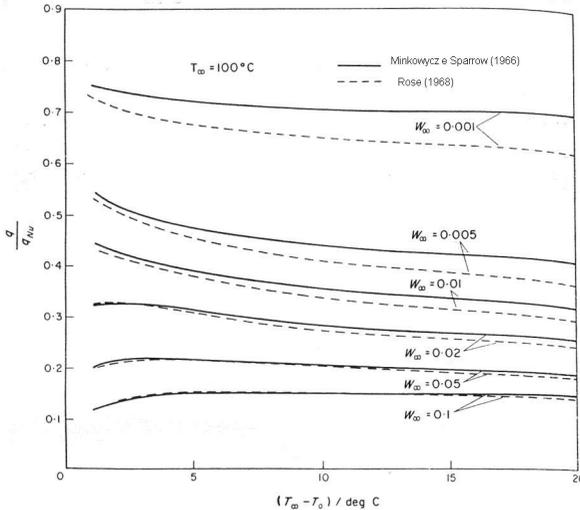


Figura 15 - Resultados teóricos da taxa de transferência de calor em convecção natural na presença de gases não condensáveis conforme Rose (1968).

Conforme mostra a Figura 15, as duas formas de solução apresentam boa concordância entre si, especialmente para altas concentrações de NCG. Ainda, observa-se que pequenas concentrações de NCG são suficientes para prejudicar bastante a transferência de calor. Por exemplo, para o caso de 0,5% de NCG, a taxa de transferência de calor caiu em torno de 50%, em relação ao vapor puro.

Al-Dawabny e Rose (1972) realizaram testes de condensação de misturas estagnadas de vapor de água e ar atmosférico e compararam seus resultados com o modelo matemático desenvolvido por Rose (1968). A Figura 16 mostra estes resultados, onde se observa uma boa comparação para todos os casos analisados, especialmente para maiores concentrações de NCG. Esta figura também apresenta resultados do modelo de Minkowycz e Sparrow (1966) para uma concentração de ar de 0,015% apresentados pela linha pontilhada, que apresenta uma boa concordância com o modelo de Rose (1968), em linha cheia. Conforme se verifica, a comparação entre os dois modelos e dados experimentais é também bastante boa para este caso.

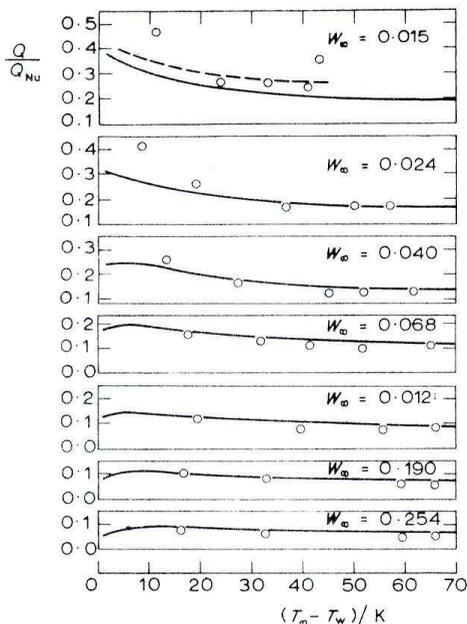


Figura 16 - Resultados experimentais da taxa de transferência de calor em convecção natural na presença de gases não condensáveis (Al-Dawabny e Rose, 1972).

Ainda com relação à primeira abordagem, Sparrow *et al.* (1967) resolveram o problema de condensação em uma mistura de vapor e NCG sob convecção forçada. No trabalho destes autores, a equação de conservação da energia foi suprimida da análise da camada limite da mistura ar e vapor de água. Um esquema do modelo físico adotado para o problema é mostrado na Figura 17. Os resultados teóricos destes modelos são mostrados na Figura 18, onde se observa que o mecanismo de convecção da mistura exerce uma grande influência na taxa de transferência de calor.

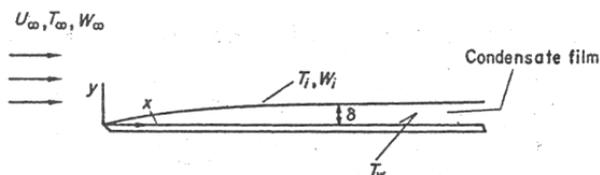


Figura 17 - Modelo físico para condensação com gases não condensáveis em convecção forçada Sparrow *et al.* (1967).

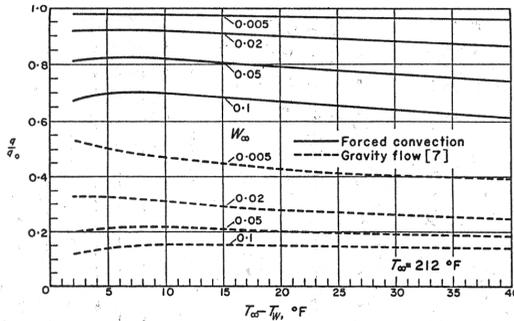


Figura 18 - Resultados teóricos da taxa de transferência de calor em convecção forçada na presença de gases não condensáveis (Sparrow *et al.*, 1967).

Henraz *et al.* (1998) analisaram o problema empregando a abordagem da analogia entre transferência de calor e massa e mostraram que o fluxo de calor, na superfície de condensação, é calculado pela seguinte expressão:

$$q''_{\text{sup}} = h_{\text{total}} (T_{\infty} - T_{\text{sup}}) = \frac{h_{\text{liq}} (h_{\text{conv}} + h_{\text{cond}})}{h_{\text{liq}} + h_{\text{conv}} + h_{\text{cond}}} (T_{\infty} - T_{\text{sup}}) \quad (2.21)$$

Estes autores sugeriram a seguinte correlação para o coeficiente de transferência de calor da camada de líquido condensado:

$$h_{\text{liq}} = \left[ \frac{\rho_{\text{liq}} (\rho_{\text{liq}} - \rho_{\text{gas}}) g \sin(\theta) \kappa_{\text{liq}}^3 h_{\text{lg}}}{4L\mu_{\text{liq}} \Delta T} \right]^{\frac{1}{4}} \psi \quad (2.22)$$

Note-se que  $h_{\text{liq}}$  é o coeficiente deduzido por Nusselt e  $\psi$  é um fator de correção que leva em consideração o aumento na transferência de calor por conta de ondulações na crista do condensado.

De outra forma, a Eq. 2.21 pode ser reescrita, utilizando a Eq. 2.22:

$$q''_{\text{sup}} = \left[ \frac{\rho_{\text{liq}} (\rho_{\text{liq}} - \rho_{\text{gas}}) g \sin(\theta) \kappa_{\text{liq}}^3 h_{\text{lg}}}{4L\mu_{\text{liq}} \Delta T} \right]^{\frac{1}{4}} \psi (T_{\text{inter}} - T_{\text{sup}}) \quad (2.23)$$

Assim, a partir de um balanço de energia na interface, tem-se que o fluxo de calor que atravessa a camada de líquido condensado é o mesmo proveniente da região da camada limite do gás, o qual é composto pelas parcelas de calor sensível e latente, ou seja:

$$q''_{\text{sup}} = q''_{\text{inter}} = (h_{\text{conv}} + h_{\text{cond}})(T_{\infty} - T_{\text{inter}}) \quad (2.24)$$

No trabalho destes autores (Henrraz *et al.*, 1998), o coeficiente de transferência de calor sensível por convecção da equação anterior é avaliado a partir da correlação de McAdams, para convecção natural turbulenta:

$$h_{\text{conv}} = 0,13 \frac{\kappa_{\text{gas}}}{L} Gr^{1/3} Pr^{1/3} \quad (2.25)$$

Observe-se que, neste caso, o autor considerou que a convecção forçada não é dominante. O coeficiente de troca de calor devido à condensação (calor latente) é determinado a partir da expressão:

$$h_{\text{cond}} = \frac{Sh_o}{L} \kappa_{\text{cond}} \quad (2.26)$$

Onde  $\kappa_{\text{cond}}$  é a condutividade da condensação que leva em consideração a entalpia de mudança de fase.

Conforme exposto anteriormente, uma análise mais refinada da taxa de transferência de calor deve levar em consideração o efeito de sucção, que ainda não foi computado. Para tanto, Henrraz *et al.* (1998) utilizaram o seguinte ajuste na avaliação do número adimensional de transferência de massa (número de Sherwood):

$$Sh = Sh_o \Theta = 0,13 \frac{\kappa_{\text{gas}}}{L} Gr^{1/3} Pr^{1/3} \Theta \quad (2.27)$$

onde a razão entre a fração mássica de gases não condensáveis na interface e a fração de mássica média entre a interface e a mistura é:

$$\Theta = \frac{X_{NCG}^{\text{inter}}}{X_{NCG}^{\text{medio}}} \quad (2.28)$$

É importante ressaltar que na condensação, devido ao acúmulo de gases não condensáveis na interface, este número é maior que 1 o que, de acordo com a Eq. 2.27, representa um aumento na transferência de calor.

Em seus estudos sobre condensação na presença de NCG, Zhu *et al.* (2007) investigaram experimentalmente a condensação de misturas com altas concentrações de NCG no interior de tubos. Os testes foram realizados para uma composição de mistura entre 34 e 81% de fração mássica de NCG e para diferentes valores de velocidade da mistura de gases variando de 1,08 a 10,8 m/s, com números de Reynolds entre 500 até 5000. Eles concluíram que, para uma mesma concentração de NCG, com o incremento no número de Reynolds da mistura, a camada limite do gás que se sobrepõe a do líquido condensado é dispersa gradativamente e os coeficientes de transferência de calor aumentam até um comportamento estável, onde a camada limite do gás já não mais exerce influência no processo.

Park *et al.* (1996) estudaram o efeito de ondulações na superfície do líquido condensado sobre a transferência de calor na presença de NCG. Através dos testes realizados num duto retangular vertical, para uma dada concentração de NCG e velocidade de entrada da mistura, estes autores observaram que o coeficiente de transferência de calor cresce com o aumento do número de Reynolds do líquido condensado, para o caso em que a resistência térmica dominante for do lado do gás. Isto ocorre devido ao movimento dinâmico da superfície ondulada, que ajuda a dispersar a camada limite de gás que se sobrepõe ao condensado.

### **2.1.6 Melhoramento da Condensação Pelicular**

Tendo em vista que a condensação em gotas ainda não é empregada na prática, muitos pesquisadores ainda se dedicam a melhorar a transferência de calor na condensação pelicular. Para o processo de condensação de vapor puro, observa-se que a maior resistência térmica se encontra na transferência de calor através da espessura do filme condensado. Assim, busca-se diminuir a espessura do filme de condensado desta camada.

Neste sentido, de acordo com Carey (1992), as superfícies onduladas, que são também conhecidas como superfícies de Gregorig (em função de terem sido primeiramente estudadas por Gregorig em 1954), possuem a habilidade de aumentar a transferência de calor quando comparadas às superfícies lisas. A Figura 19 mostra o formato típico destas superfícies.

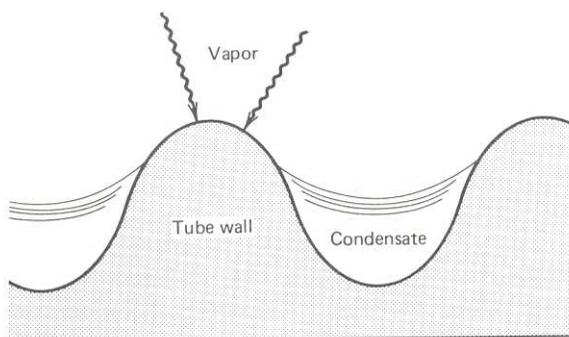


Figura 19 - Formato da superfície condensador desenvolvida por Gregorig, Burmeister (1983).

Como o formato da película acompanha o formato da superfície, na crista, devido ao raio de curvatura do menisco, a pressão interna tende a exceder a pressão do vapor; por outro lado, no vale destas “ranhuras”, também devido ao raio de curvatura do líquido, a pressão interna do líquido tende a ser menor que a pressão do vapor. Devido ao gradiente de pressão do líquido condensado induzido pela tensão superficial, resulta no bombeamento do líquido na direção dos vales, diminuindo a espessura da camada de líquido condensado nesta região.

No trabalho de Markowitz *et al.* (1972), superfícies onduladas voltadas para baixo foram testadas para condensação de Freon-113 ascendente. Os resultados foram comparados com testes realizados para a mesma situação em superfícies lisas, observando-se um aumento de aproximadamente 150% na taxa de transferência de calor em relação a uma superfície plana. Neste trabalho, esperava-se um aumento maior na taxa de transferência de calor, o que não ocorreu, segundo aos autores, devido à presença de pequenas quantidades de gases não condensáveis, que podem ter bloqueado os vales das ranhuras.

A transferência de calor na condensação pelicular pode ser melhorada empregando-se materiais porosos. Renken e Raich (1996) estudaram a condensação em superfícies lisas e em superfícies sobre as quais foram depositadas camadas porosas, de espessura variando de 0 a 254  $\mu\text{m}$ , com porosidades de 45 a 49% e  $2,4 \times 10^{-9}$  a  $3,6 \times 10^{-9}$  de permeabilidades, testadas para diferentes velocidades de escoamentos de vapor puro em paralelo à superfície, a qual foi posicionada em diferentes ângulos. A Figura 20 mostra a configuração física dos testes e os resultados obtidos. Para uma camada porosa de 25,4  $\mu\text{m}$  de espessura

houve um aumento de 250% na transferência de calor quando comparada com a observada em superfícies lisas.

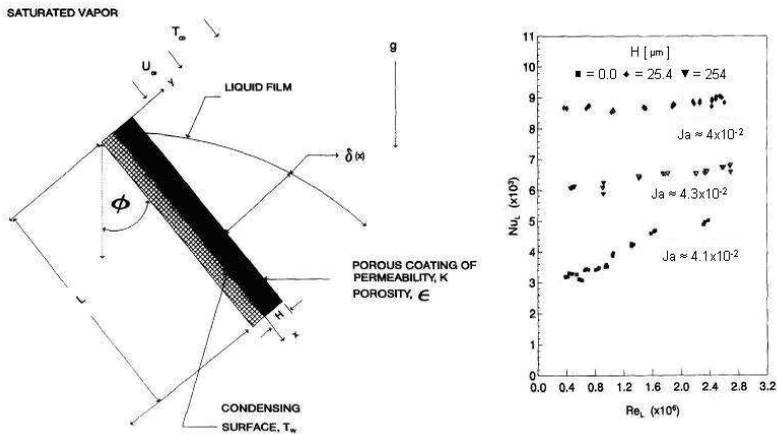


Figura 20 - Configuração física e resultados de Renken e Raich (1996).

Cochran *et al.* (2009) realizaram um trabalho experimental para remover a umidade do ar de secadoras de roupa fazendo com que o fluxo de ar úmido entrasse em contato com um fluxo de água fria, separados por um elemento poroso controlado onde as forças capilares sejam capazes de reter parcialmente o líquido, permitindo um fluxo de líquido através deste meio. Por efeito de capilaridade, o condensado formado na interface é removido do ar e absorvido pelo fluxo de água adjacente. A Figura 21 mostra um desenho esquemático deste equipamento.

Embora exista um grande número de trabalhos na área de condensação, a maioria destes se caracteriza pela avaliação da condensação em placas ou em dutos, na posição vertical ou horizontal, normalmente com o objetivo de: avaliar a condensação em gotas, verificar efeitos de tensão cisalhante, estudar a influência de gases não condensáveis (ar, Hélio, etc...), testar aletas, desenvolver modelos etc. Porém poucos trabalhos foram encontrados para a configuração placa resfriada / fluxo de mistura, de interesse do presente trabalho, onde a mistura de vapor e gases não condensáveis escoava livremente no sentido ascendente e incide sobre uma superfície resfriada voltada para baixo.

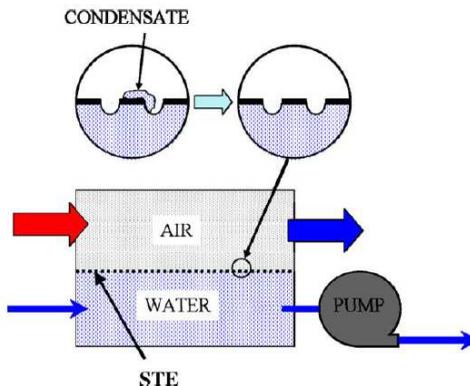


Figura 21 - Configuração do aparato para desumidificação desenvolvido por Cochran *et al.* (2009).

Ainda mais, embora grande parte das investigações teóricas e experimentais se concentre no melhoramento da transferência de calor em placas planas ou em dutos, pouca informação está disponível a respeito do arranjo físico da superfície e do escoamento do vapor.

Um trabalho que possui algumas características semelhantes a que se deseja estudar no presente trabalho é o de Gerstmann e Griffith (1967) onde foi avaliada a condensação de Freon-113, sem a presença de gases não condensáveis, em superfícies voltadas para baixo em fluxo ascendente, para diversas inclinações. No trabalho destes autores, o meio onde este fenômeno acontece é confinado, de forma que as condições do vapor se aproximam de uma situação de vapor estagnado. No presente trabalho busca-se estudar uma situação de convecção forçada.

Chung *et al.* (2005) estudaram a condensação de vapor de água na presença de pequenas concentrações de gases não condensáveis em superfícies voltadas para baixo para diferentes inclinações. A Figura 22 mostra o aparato experimental utilizado por estes pesquisadores para a realização destes testes. Como se observa nesta figura, a saída do vapor da seção de testes é controlada, ou seja, o aparato oferece um determinado grau de confinamento da mistura e assim gera um ambiente de vapor estagnado ao redor da superfície condensadora. Ainda mais, a entrada deste vapor na seção de teste é barrada por um defletor. Este defletor tem a função de evitar que o vapor incida diretamente na película de líquido condensado evitando a geração de tensões na sua crista.

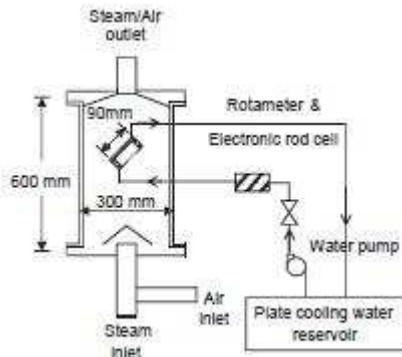


Figura 22 - Aparato experimental de Chung et al. (2005).

Os resultados experimentais concordaram bem com o modelo analítico de Nusselt para vapor puro, tanto em relação à ordem de grandeza dos valores obtidos como no comportamento observado com relação à inclinação da superfície. Porém, a queda na transferência de calor ao se adicionar pequenas quantidades de gases não condensáveis no vapor não acompanhou os mesmos decaimentos preditos pelas avaliações teóricas de Minkowycz e Sparrow (1966) e de Rose (1968) e nem os resultados experimentais obtidos por Al-Dawabny e Rose (1972). A Figura 23 mostra os resultados obtidos neste trabalho, onde as taxas de transferência de calor são apresentadas em função da diferença de temperatura de sub-resfriamento da parede, para as diferentes concentrações de gases não condensáveis testadas. Nesta imagem pode ser percebido que a queda da transferência de calor para a situação onde é adicionado 1,6% de ar, não é de em torno de 50% da transferência de calor como reportado no trabalho de Al-Dawabny e Rose (1972) conforme mostra a Figura 16. Segundo os autores, embora o teste para vapor puro apresente boa comparação com o comportamento predito pelo modelo de Nusselt (onde se tem uma atmosfera estagnada), o efeito do escoamento ajuda na dispersão da camada limite dos gases e assim a taxa de transferência de calor não é tão afetada. No gráfico esquerdo desta figura, os resultados foram obtidos para superfície na posição vertical.

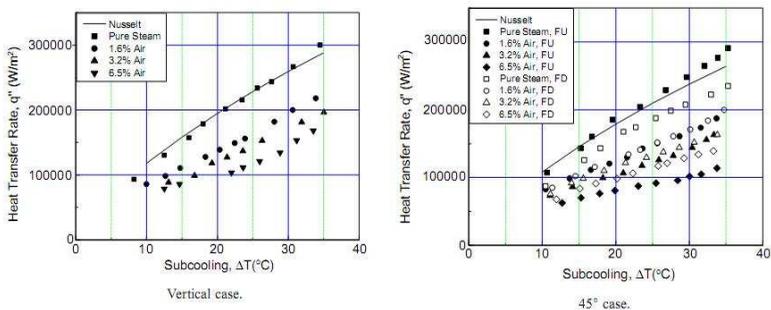


Figura 23 - Resultados para placa vertical ( $90^\circ$ ) e inclinada em  $45^\circ$  de Chung *et al.* (2005).

Neste capítulo, foi apresentada uma breve revisão bibliográfica sobre condensação em gotas, mostrando que esta tecnologia é promissora, mas que a longevidade das coberturas promotoras é o principal desafio nesta área de pesquisa. Foi mostrado o modelo desenvolvido por Nusselt para vapor puro para a condensação pelicular e modificações deste modelo, levando-se em conta demais fenômenos envolvidos neste processo. Duas metodologias empregadas na literatura foram apresentadas para avaliação do efeito da presença de gases não condensáveis na taxa de transferência de calor. Técnicas para o aumento da eficiência do processo de condensação pelicular, bem como estudos fundamentais que visam entender os mecanismos envolvidos na taxa de transferência de calor, foram também apresentados.

## CAPÍTULO 3

### AVALIAÇÃO TEÓRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA CONDENSAÇÃO

Como já exposto no capítulo anterior, a avaliação teórica da transferência de calor na condensação, quando gases não condensáveis estão presentes, pode ser realizada de duas formas, no que se refere ao tratamento dado à região bifásica que se sobrepõe ao líquido condensado.

A avaliação que segue, difere um pouco do problema físico de interesse no presente trabalho, pois não considera o efeito do escoamento do gás no sentido ascendente com relação ao filme de condensado descendente

Neste capítulo, considera-se uma situação onde a mistura de vapor de água e ar atmosférico está estagnada ao redor de uma superfície que, repentinamente, é refrigerada. Devido ao fato desta superfície adquirir uma temperatura inferior à temperatura de saturação referente à pressão parcial do vapor de água na mistura, há a condensação e é formada uma camada de líquido sobre a superfície. Observa-se também uma região de gradientes de concentrações e temperaturas, imediatamente sobre a camada de líquido condensado.

Na literatura, a maioria dos modelos de condensação envolvendo gases não condensáveis é desenvolvida para situações envolvendo escoamento no mesmo sentido que o líquido condensado. Conforme explicado no capítulo anterior, esta configuração tende aumentar a taxa de transferência de calor por afinar e acelerar a camada de líquido condensado.

Nesta dissertação não foi considerado nenhum movimento da mistura do vapor e gases não condensáveis, a não ser aquele provocado pelo próprio processo de condensação. Ainda mais, a formação de fog na camada limite do gás e descontinuidade de temperatura na interface foram desconsideradas. Para a situação de vapor puro, o modelo desenvolvido por Nusselt é utilizado, sendo este já apresentado no capítulo anterior. Já para a situação onde existe a presença de gases não condensáveis, o modelo de Rose será utilizado.

Os modelos aqui apresentados têm o objetivo de, ao compará-los com os resultados experimentais obtidos, se ter uma melhor compreensão dos fenômenos físicos envolvidos auxiliando nas discussões dos resultados.

### 3.1 MÉTODO INTEGRAL

O método integral, neste trabalho representado pelo modelo de Rose (1968), foi utilizado para a modelagem da condensação empregando a teoria de camada limite. A solução do problema envolve o tratamento de duas regiões: líquido condensado e camada limite do gás. Nesta abordagem o problema foi desenvolvido para condensação de uma mistura em uma placa plana na ausência de convecção forçada. A Figura 24 ilustra a formação das camadas limites sobre a superfície de condensação.

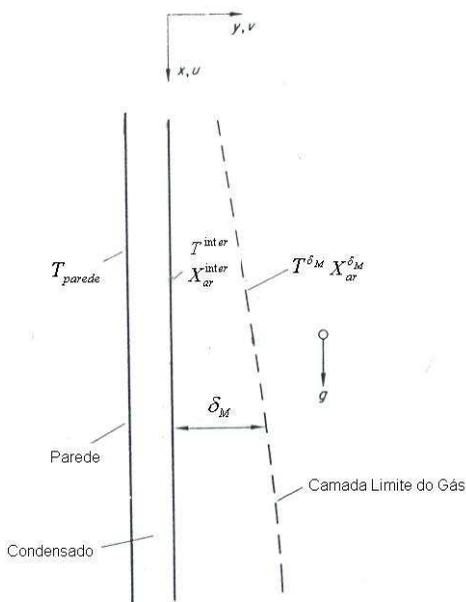


Figura 24 – Geometria do problema avaliado. Adaptado de Burmeister (1983).

Para o líquido condensado, seguem as mesmas hipóteses utilizadas para o modelo de Nusselt. Devido à presença dos gases não condensáveis, a temperatura de interface é diferente que no caso puro e é avaliada através da solução do problema na camada limite do gás. Desta forma, pode-se determinar o fluxo de calor que é fornecido na parede, através da Lei de Fourier, ou seja:

$$q''_{\text{sup}} = \kappa_{\text{liq}} \frac{(T^{\text{inter}} - T_{\text{sup}})}{\delta} \quad (3.1)$$

Para avaliação da espessura da camada limite de líquido condensado, se utiliza a Eq. 2.12, sendo que a  $T_{\text{sat}}$  é a  $T^{\text{inter}}$ .

Para avaliação da temperatura de interface, é necessário resolver o problema da camada limite do gás. Neste caso, conforme processo descrito por Rose (1968), avalia-se a camada limite da mistura que se forma na parte adjacente à camada de líquido condensado, através das equações de conservação de massa da mistura, quantidade de movimento e conservação da espécie:

$$\frac{\partial u_G}{\partial x} + \frac{\partial v_G}{\partial y} = 0 \quad (3.2)$$

$$u_G \frac{\partial u_G}{\partial x} + v_G \frac{\partial u_G}{\partial y} = g \left( 1 - \frac{\rho_G^{\delta_M}}{\rho_G} \right) + v_G \frac{\partial^2 u_G}{\partial y^2} \quad (3.3)$$

$$u_G \frac{\partial X_{\text{ar}}}{\partial x} + v_G \frac{\partial X_{\text{ar}}}{\partial y} = D_{12,G} \frac{\partial^2 X_{\text{ar}}}{\partial y^2} \quad (3.4)$$

Rose (1968) empregou o método integral para resolver este problema. Neste método, arbitra-se a forma dos perfis de velocidade e da fração mássica do ar, ajustando os coeficientes destes de acordo com as equações governantes do problema e suas condições de contorno, conforme relatado por Burmeister (1983). Embora o autor não tenha explicitado as condições de contorno utilizadas, nem os perfis arbitrados, ou seja, antes de fazer os devidos ajustes, por especulação verifica-se que estes possuem as seguintes formas para velocidade e fração mássica, respectivamente:

$$u_G(y) = u_{G,0} \left( 1 - \frac{y}{\delta_M} \right)^2 + \bar{u}_G \frac{y}{\delta_M} \left( 1 - \frac{y}{\delta_M} \right)^2 \quad (3.5)$$

$$\frac{X_{ar}(y) - X_{ar}^{\delta_M}}{X_{ar}^{inter} - X_{ar}^{\delta_M}} = \left(1 - \frac{y}{\delta_M}\right)^2 \quad (3.6)$$

Aplicando-se as condições que satisfizeram os perfis acima, as equações governantes da camada limite do gás em suas formas integrais, para velocidade e fração mássica são, respectivamente:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dx} \delta_M \int_0^1 u_G(y)^2 d\eta - v_{G,0} u_{G,0} + \frac{y}{\delta_M} \frac{\partial u_G(y)}{\partial \eta} \Big|_0 - \\ gR \delta_M \int_0^1 (1 - X_{ar}^{\delta_M}) d\eta = 0 \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$\frac{d}{dx} \delta_M \int_0^1 u_G(y) (1 - X_{ar}^{\delta_M}) d\eta + \frac{d_{12,G}}{\delta_M} \frac{X_{ar}^{\delta_M}}{X_{ar}^{inter}} \frac{\partial (1 - X_{ar}^{\delta_M})}{\partial \eta} \Big|_0 = 0 \quad (3.8)$$

Sendo que:

$$H = \frac{M_{ar} - M_{agua}}{M_{ar} - X_{ar}^{\delta_M} (M_{ar} - M_{agua})} \quad (3.9)$$

$$\eta = \frac{y}{\delta_M} \quad (3.10)$$

A solução das Eqs. 3.7 e 3.8 com os perfis das Eqs. 3.5 e 3.6 é:

$$\begin{aligned} 10FS_c \frac{\mu_{liq} \rho_{liq}}{\mu_G \rho_G} \left(\frac{X_{ar}^{\delta_M}}{Z^{inter}}\right)^2 \left(\frac{20}{21} + Sc \frac{X_{ar}^{inter}}{X_{ar}^{\delta_M}}\right) + \\ \frac{8}{F^2 Sc} \frac{\mu_G \rho_G}{\mu_{liq} \rho_{liq}} \left(\frac{Z^{inter}}{X_{ar}^{inter}}\right)^2 \left(\frac{5F}{28} - H \frac{Z^{inter}}{3}\right) = \\ \frac{100 X_{ar}^{\delta_M}}{21 X_{ar}^{inter}} - 2 \frac{Z^{inter}}{X_{ar}^{inter}} - \frac{2Z^{inter}}{X_{ar}^{inter}} + 8Sc \end{aligned} \quad (3.11)$$

onde:

$$F = \frac{k_{liq} (T^{inter} - T_{parede})}{i_{lg} \mu_{liq}} \quad (3.12)$$

$$X_{ar} = \frac{\rho_{ar}}{(\rho_{ar} + \rho_{vapor})} \quad (3.13)$$

$$Z^{inter} = X_{ar}^{inter} - X_{ar}^{\delta_M} \quad (3.14)$$

Assumindo equilíbrio termodinâmico na interface, pode-se utilizar da Lei de Raoult e Dalton que relaciona a temperatura de interface (temperatura de saturação do componente) com a fração molar do componente:

$$y_{vapor}^{inter} = \frac{P_{sat}(T^{inter})}{P_{total}} \quad (3.15)$$

No presente caso,  $y_{vapor}$  é a fração molar do vapor de água na interface no lado do gás,  $P_{sat}(T^{inter})$  é pressão de saturação na temperatura da interface e  $P_{total}$  a pressão que o sistema opera, sendo a pressão atmosférica. Desta forma, a fração molar se relaciona com a fração mássica através da equação, que utiliza as massas moleculares de cada componente:

$$X_{agua}^{inter} = \frac{M_{agua} y_{agua}^{inter}}{M_{agua} y_{agua}^{inter} + (1 - y_{vapor}^{inter}) M_{ar}} \quad (3.16)$$

Para uma mistura binária, utiliza-se a seguinte expressão para relacionar as frações mássicas dos componentes (vapor de água e ar):

$$X_{ar} = 1 - X_{agua} \quad (3.17)$$

### 3.2.1 Implementação do modelo

Primeiramente, admite-se conhecer  $T_G^{\delta_M}$  (temperatura inicial da mistura),  $X_{ar}^{\delta_M}$  (composição inicial da mistura) e  $T_{sup}$  (temperatura da superfície condensadora). O processo inicia-se arbitrando um valor para a temperatura de interface que posteriormente é verificado através do processo iterativo. Assim, o processo segue os seguintes passos:

- Primeiramente, arbitra-se uma temperatura de interface,  $T^{inter}$
- Avalia-se a fração molar do vapor de água na interface empregando a Eq. 3.15 e a fração mássica, através da Eq. 3.16;
- Avalia-se a fração mássica do ar atmosférico na interface que compõe a mistura  $X_{agua}^{inter}$ , através da Eq. 3.17;
- Estimam-se as propriedades termodinâmicas necessárias (no item 3.3 serão apresentados maiores detalhes da metodologia utilizada);
- Resolve-se a Eq. 3.11 e um novo valor de  $X_{ar}^{inter}$  é encontrado.
- Encontra-se um novo valor para  $X_{agua}^{inter}$  empregando a Eq. 3.17 e o parâmetro  $y_{vapor}^{inter}$ , empregando a Eq. 3.16;
- Com o valor de  $y_{vapor}^{inter}$  encontra-se um novo valor para a temperatura de interface, através da Eq. 3.15, o qual é comparado com o valor arbitrado inicialmente. Se os valores atendem aos critérios de convergência, a taxa de transferência de calor é avaliada através das Eqs. 3.1, com a espessura da camada limite de condensado pela 2.12. Caso contrário, reinicia-se a iteração até a convergência.

Como no caso anterior, a Figura 25 ilustra o fluxograma para avaliação da transferência de calor conforme processo descrito acima.

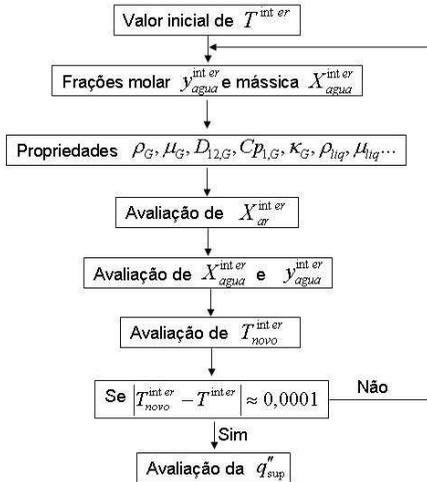


Figura 25 – Fluxograma para o cálculo da transferência de calor.

### 3.3 AVALIAÇÃO DAS PROPRIEDADES

Para avaliação das propriedades que serão utilizadas pelas equações governantes, utiliza-se a hipótese de que a mistura segue um comportamento ideal. Desta forma, a composição da mistura se dá através de uma média ponderada, de acordo com as frações mássicas de cada componente. Para este procedimento, utiliza-se 2 formas de avaliação.

Primeiramente, conforme Stephan (2006) utiliza-se a seguinte temperatura de referência para as avaliações das propriedades:

$$T_{ref} = \frac{(T^{inter} + T_G^{\delta_M})}{2} \quad (3.18)$$

Com esta temperatura de referência, que representa um valor médio entre a temperatura de formação inicial da mistura e a temperatura de interface arbitrada inicialmente, é possível determinar a fração molar de referência do componente através da Eq. 3.37 e a fração mássica de referência, através da Eq. 3.38. Assim, as propriedades da mistura serão avaliadas a partir de uma média ponderada pelas frações mássicas de cada componente, nesta temperatura de referência. Por exemplo, para avaliação da densidade da mistura, tem-se:

$$\frac{1}{\rho_G} = \frac{X_{\text{agua}}^{\text{ref}}}{\rho_{\text{vapor}}} + \frac{(1 - X_{\text{agua}}^{\text{ref}})}{\rho_{\text{ar}}} \quad (3.19)$$

onde  $\rho_{\text{vapor}}$  é valor da densidade do vapor puro, avaliado na condição de saturação para a temperatura de referência e  $\rho_{\text{ar}}$  é a densidade do ar, avaliado na temperatura de referência e na pressão atmosférica.

De outra forma, conforme proposto por Ganguli *et al.* (2008) utilizam-se os valores de fração mássica de formação inicial da mistura para o cálculo da média ponderada entre  $X_{\text{agua}}^{\delta_M}$  e  $X_{\text{ar}}^{\delta_M}$ , assim como a temperatura de formação inicial da mistura ( $T_G^{\delta_M}$ ) para a quantificação do componente puro utilizado.

As propriedades do líquido foram avaliadas empregando a expressão sugerida por Minkowycz e Sparrow (1966), onde a temperatura efetiva para o líquido condensado é obtida a partir de:

$$T_{\text{liq}} = T_{\text{sup}} + F(T_{\text{sat}} - T_{\text{sup}}) \quad (3.20)$$

onde  $F = 0,31$ .

Para avaliação da difusividade mássica do componente vapor de água no ar seco, utiliza-se a seguinte expressão, Marrero e Mason (1972)

$$D_{12,G} = 1,87 \cdot 10^{-10} \frac{(T_G^{\delta_M} + 273,15)^{2,072}}{P} \quad (3.21)$$

onde  $P$  é a pressão do sistema avaliada em atmosferas  $T_G^{\delta_M}$  é a temperatura da mistura em graus Celsius.

Neste capítulo foi mostrado o desenvolvimento do modelo de Rose utilizado para a avaliação da taxa de transferência de calor na condensação pelicular na presença de gases não condensáveis. Também foram apresentadas duas abordagens para a avaliação das propriedades da mistura formada pelo gás que irá se condensar. No capítulo seguinte será descrito o aparato experimental construído para a obtenção de

dados que serão posteriormente comparados com os resultados experimentais.

## CAPÍTULO 4

### ESTUDO EXPERIMENTAL

Neste capítulo será apresentada e discutida uma bancada experimental desenvolvida no presente trabalho para o estudo da condensação de vapor de água em superfícies resfriadas. O objetivo desta bancada é proporcionar condições experimentais para a medição do desempenho térmico de superfícies condensadoras, quando sujeitas a fluxos ascendentes de misturas de vapor de água e ar. Os resultados experimentais obtidos são comparados com resultados teóricos no Capítulo 5.

#### 4.1 DESCRIÇÃO DO APARATO EXPERIMENTAL

A bancada experimental construída para a realização dos testes experimentais do presente trabalho está ilustrada na Figura 26. Este dispositivo foi construído com o intuito de avaliar superfícies condensadoras para diferentes graus de inclinação da placa resfriada, diferentes níveis de refrigeração da superfície condensadora e diferentes razões de composição da mistura de vapor de água e ar atmosférico.

O aparato experimental é basicamente constituído por um gerador de vapor, localizado na sua base. O vapor gerado por meio de resistências elétricas e alimentadas por fontes percorre, por efeito gravitacional, uma tubulação vertical até atingir um compartimento fechado por paredes de vidro onde, no seu centro, está uma superfície resfriada. Ao ser resfriado, o vapor se condensa parcialmente, escorrendo pela superfície condensadora, sendo recolhido. O condensado recolhido tem o seu volume medido. Logo acima do gerador de vapor está instalada uma tubulação horizontal que se conecta à tubulação vertical por onde ar, em quantidade controlada, é misturado com o vapor. Após passar pela superfície resfriada, a mistura de vapor e ar é liberada para a atmosfera. O resfriamento da placa condensadora se dá através da circulação de água cuja temperatura é controlada por um banho térmico, sendo possível determinar a potência térmica empregada no resfriamento. Dados de temperatura ao longo do aparato são monitorados. Detalhes dos diversos componentes do aparato experimental são apresentados a seguir.

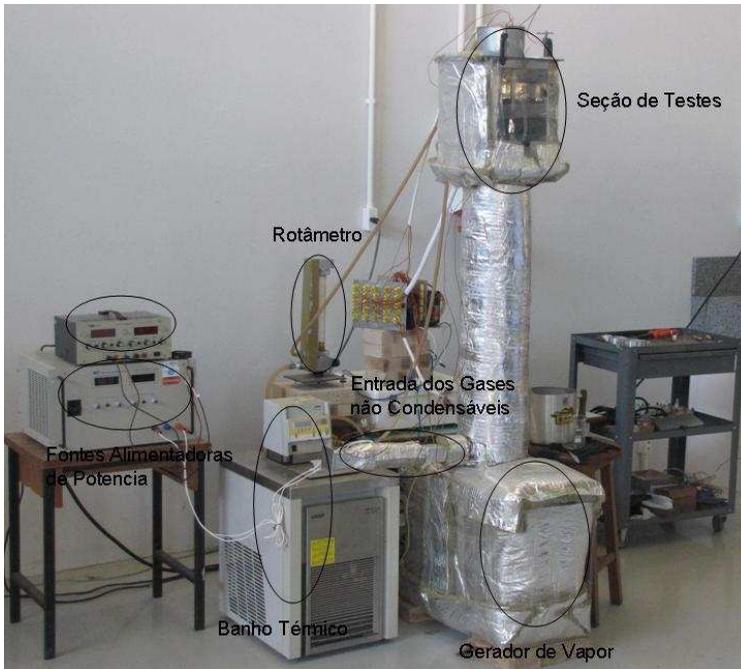


Figura 26 - Visão geral do aparato experimental.

#### 4.1.1 Componentes do Aparato Experimental

Conforme mostra a Figura 26, a parte inferior do aparato experimental é responsável pela geração controlada de vapor de água empregado na realização dos testes. O gerador de vapor foi construído de aço-carbono zincado utilizando chapas de 2 mm de espessura. As dimensões do gerador de vapor são de 600x500x200 mm. O calor empregado para a geração de vapor é fornecido através de resistências elétricas situadas dentro do gerador de vapor. Estas resistências possuem 2,5 kW cada uma delas e foram montadas em 4 grupos de 3 resistências, podendo gerar uma potência térmica de 2,5 até 30 kW. Um medidor de nível foi instalado para a visualização e controle do nível de água dentro do gerador de vapor. A Figura 27 apresenta uma fotografia, onde pode-se observar a disposição das resistências elétricas e do medidor de nível. Esta seção do equipamento foi isolada com 50 mm de lã de rocha para diminuir perda de calor para o ambiente.



Figura 27 – Gerador de vapor.

Determina-se a vazão mássica de vapor gerado, empregando a equação abaixo:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{Q}{i_{lv}} \quad (4.1)$$

onde  $Q[kW]$  é a potência fornecida pelas resistências elétricas e  $i_{lv}[kJ/kg]$  é a entalpia de mudança de fase na pressão atmosférica da água. Para esta parte do equipamento, considerando a condutividade térmica da lã de rocha, espessura do isolamento e dimensões do gerador de vapor, as perdas de calor para o ambiente foram calculadas e representam 1,7% da potência utilizada pelas resistências elétricas.

Como já observado, a inserção dos gases não condensáveis se dá pela lateral do duto que conduz a mistura vapor de água e ar até seção de testes, conforme mostra a Figura 26. O ar é conduzido por um duto de seção transversal quadrada de 50 mm de lado e 300 mm de comprimento. O duto é feito de aço carbono zincado e chapas de 2 mm de espessura. A vazão mássica do ar (mistura de gases não condensáveis), inserido na tubulação principal, é controlada a partir da variação da potência de alimentação de um ventilador, empregando-se uma fonte de energia elétrica. A Figura 28 mostra, em detalhes, o arranjo da inserção dos gases não condensáveis.

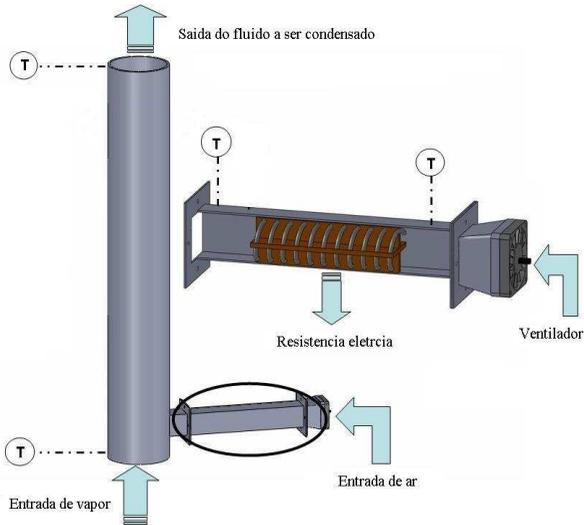


Figura 28 - Duto principal e inserção de gases não condensáveis.

Dentro desta seção quadrada, uma resistência elétrica aquece o ar atmosférico até a temperatura do vapor, a fim de evitar qualquer queda de temperatura da mistura que se forma. Ainda através da resistência elétrica, é possível obter a vazão de ar que está sendo inserido dentro do equipamento. Com auxílio de uma fonte alimentadora de potência, obtém-se a vazão mássica dos gases não condensáveis, empregando-se a seguinte equação:

$$\dot{m}_{gases} = \frac{Q}{Cp_{ar} \Delta T} \quad (4.2)$$

onde  $Cp_{ar} [kJ/kgK]$  é o calor específico do ar,  $Q [kW]$  é a potência fornecida para a resistência elétrica através da tensão e corrente estabelecida na fonte e  $\Delta T [K]$  é a variação de temperatura do ar antes e depois da resistência. Termopares instalados nestes pontos medem esta diferença de temperatura. Esta seção também foi isolada com 50 mm de lã de rocha para diminuir as perdas de calor para o meio externo. Neste caso, as perdas de calor para o ambiente foram de 3% a 8% da potência utilizada para aquecer o ar conforme a composição da mistura a ser formada.

No duto principal foram instalados termopares na entrada e saída do mesmo, com o intuito de verificar a temperatura da mistura de vapor e ar (ou só vapor) a ser testada. Este duto é feito de aço carbono zincado de 2 mm de espessura e possui dimensões de 147 mm de diâmetro interno e 1000 mm de altura. É também isolado por lã de rocha de 50 mm de espessura.

Após a passagem pelo duto principal, o fluido de trabalho (vapor puro ou misturado com gases não condensáveis) chega à seção de testes como ilustrado na Figura 26. A Figura 29 mostra a seção de teste e seus periféricos em detalhes. Esta parte do aparato, também construída de aço carbono zincado com 2 mm de espessura, com 250 mm de largura e 350 mm de altura, possui as laterais feitas de vidro para permitir a visualização do fenômeno de condensação no interior da seção de testes. Para evitar perda de calor, e, ao mesmo tempo, viabilizar a visualização no interior da seção de testes, somente 3 das 4 laterais foram isoladas com lã de rocha de 50 mm de espessura.

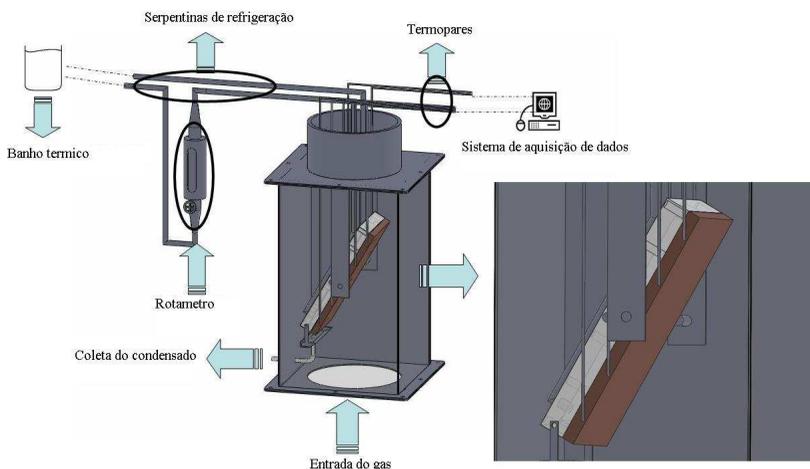


Figura 29 - Seção de teste.

As superfícies a serem testadas dentro da seção de teste são fixadas pelas laterais em duas chapas paralelas presas na superfície superior da seção de teste, e conectada por uma articulação na região central da placa condensadora, conforme mostra o lado direito da Figura 29. Através desta fixação é que se possibilita a variação da inclinação da superfície.

Neste trabalho, optou-se por manter sempre a mesma área projetada de testes, para as várias inclinações, para que a área da projeção na direção perpendicular ao fluxo permanecesse constante. Assim, espera-se que a incidência da quantidade de mistura de gases na superfície condensadora se mantenha aproximadamente a mesma. Para isto, ao variar a inclinação da superfície se variou também o comprimento da placa. Diferentes comprimentos de superfícies foram testados, de acordo com o grau de inclinação desejado. A medida dos ângulos de inclinação das placas é realizada através da utilização de um goniômetro. A Figura 30 mostra uma figura com as placas com inclinações de  $90^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $45^\circ$  e  $30^\circ$ , instaladas na seção de testes. Todas as superfícies possuem 10 mm de espessura e 100 mm de largura, porém o comprimento varia com a inclinação, ou seja: 116,2 mm para a inclinação de  $30^\circ$ , 142,8 mm para  $45^\circ$ , 200 mm para as inclinações de  $60^\circ$  e  $90^\circ$ , conforme mostra a Figura 31.

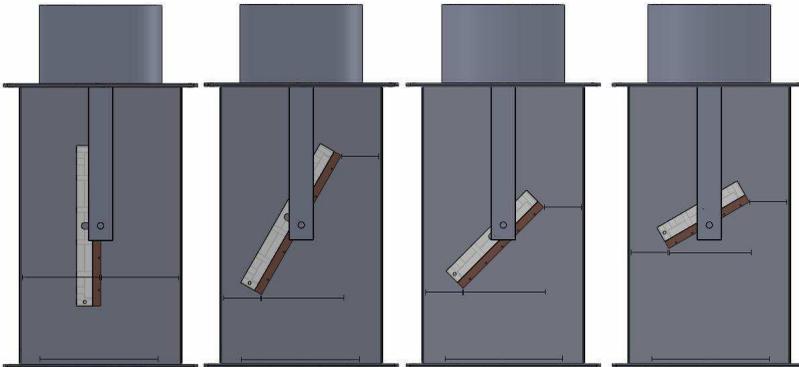


Figura 30 – Inclinações testadas.

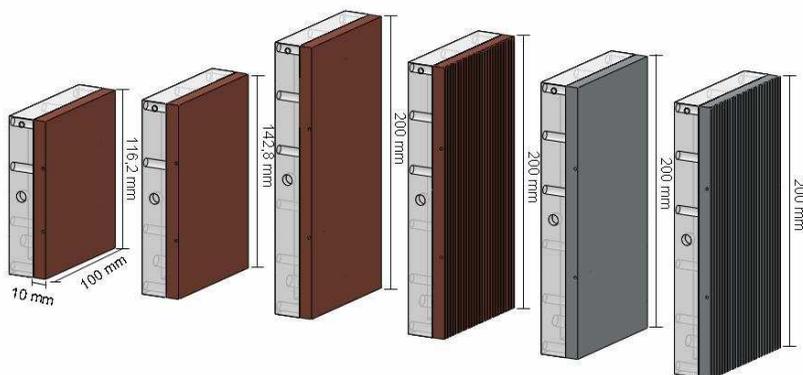


Figura 31 – Superfícies testadas.

As superfícies testadas são feitas de cobre eletrolítico e de alumínio liga 5052. Somente uma inclinação de  $60^\circ$  foi testada para a superfície de alumínio, tendo em vista, que, neste caso, objetivou-se verificar o efeito do material na condensação.

Além disso, superfícies melhoradas foram avaliadas a fim de verificar um possível aumento na taxa de condensação. Ranhuras foram usinadas nas superfícies de cobre e alumínio e testadas somente em uma condição de inclinação de  $60^\circ$ . Estas ranhuras, conforme mostra a Figura 32, foram usinadas em uma placa de 10 mm de espessura e apresentavam seção em forma de um triângulo equilátero, com arestas de 2 mm.

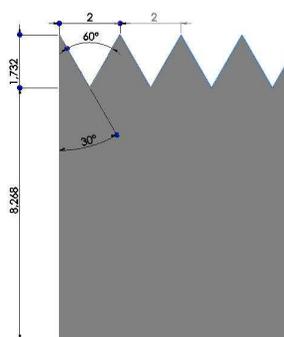


Figura 32 – Perfil das ranhuras testadas.

Sete termopares foram instalados nas placas condensadoras, em furos horizontais de 2 mm de diâmetro, paralelos entre si e distantes de 2 mm da face onde a condensação ocorre. Três furos atingem o meio da

placa e quatro furos atingem posições medianas entre a borda da placa e o centro. Tomando-se como exemplo a placa de 200 mm ilustrada na Figura 33, os três furos até o meio da placa e paralelos à aresta de menor dimensão, apresentam 50 mm de profundidade e estão distantes 20 e 100 da aresta menor. Já os quatro furos menores avançam em pares, um pela direita e outro pela esquerda, até profundidades de 20 mm e a 60 mm em relação à menor lateral da placa. As dimensões e distâncias relativas destes furos foram mantidas nas outras placas testadas.

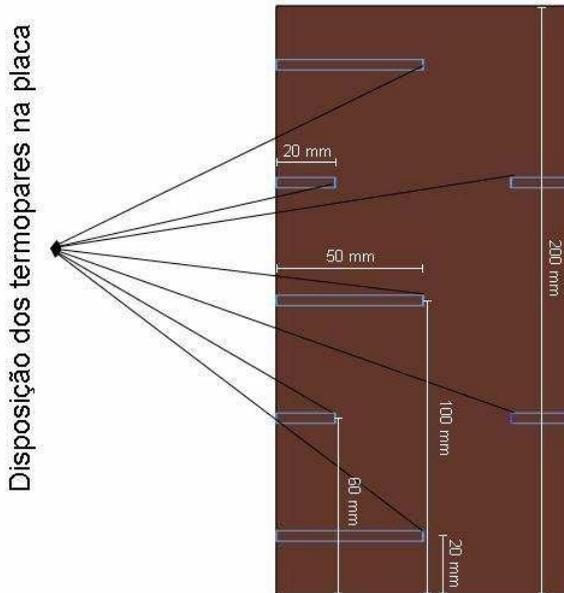


Figura 33 – Posições dos termopares.

A refrigeração da superfície condensadora, que proporciona o sub-resfriamento necessário à condensação do vapor contido na mistura com o ar, é realizada através da circulação de água provinda de um banho térmico, onde as temperatura e vazão do fluido refrigerante são ajustadas. A água circula através de canais usinados em uma placa de um polímero (Poliacetal). Estes canais são fechados pela parte traseira da própria placa condensadora. A Figura 34 mostra a placa com os canais, por onde flui o fluido refrigerante.

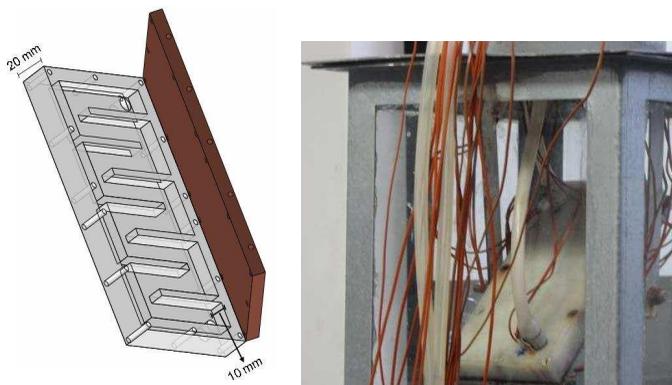


Figura 34 – Sistema de refrigeração.

A partir da medida da vazão de água de refrigeração, por um rotâmetro, e das temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante, é possível avaliar a taxa de transferência de calor da superfície condensadora. A Figura 34 mostra a posição dos termopares empregados para a medição das temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante no trocador de calor. A seguinte equação é utilizada para avaliação da troca de calor:

$$q = \dot{m}_{\text{aguarefri}} C_{p_{\text{aguarefri}}} \Delta T \quad (4.3)$$

onde  $\dot{m}_{\text{aguarefri}} [kg/s]$  é a vazão mássica obtida pela leitura do rotâmetro,  $C_{p_{\text{aguarefri}}} [kJ/kgK]$  é a capacidade térmica da água de refrigeração e  $\Delta T [K]$  é a diferença de temperatura (entrada e saída) proveniente da leitura dos termopares.

Uma segunda forma de avaliar a transferência de calor nos testes realizados é através da medição do volume de condensado recolhido através de uma canaleta instalada na base da placa condensadora, conforme ilustra a Figura 35.

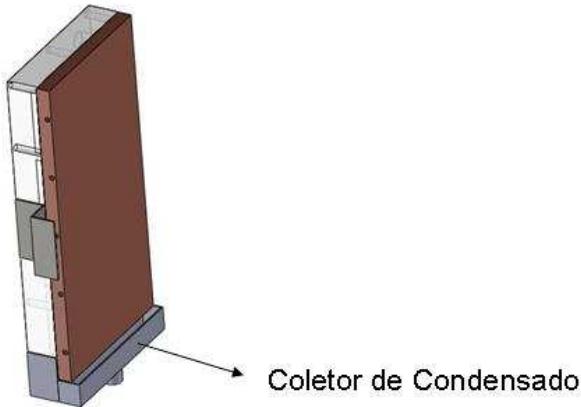


Figura 35 – Sistema de coleta do condensado.

Com o auxílio de um béquer para a medição de volume de condensado e de uma balança de precisão da marca Marte, modelo AS5500C, para medição da massa deste volume e de um cronômetro da marca Vollo, modelo CG-510, para a medida de tempo, a taxa de geração de condensado é coletada e quantificada. O cálculo da transferência de calor por este método é feito através da expressão:

$$q = \dot{m}_{condensado} i_{lv} \quad (4.4)$$

onde  $\dot{m}_{condensado}$  [kg/s] é a vazão mássica de condensado,  $i_{lv}$  [kJ/kg] é a entalpia de mudança de fase e  $Q$  [kW] é a energia por unidade de tempo removida pela placa condensadora do sistema de condensação.

#### 4.2 METODOLOGIA DOS TESTES

Para a realização dos ensaios experimentais, primeiramente a superfície é fixada na seção de teste, sendo ajustada a inclinação desejada. A geração de vapor de água se dá pelo acionamento das resistências elétricas, que são ligadas de forma a utilizar uma potência de 5,6 kW, gerando uma vazão mássica de 2,4 g/s. Quando a leitura dos termopares atinge um comportamento estável, os gases não condensáveis são inseridos no equipamento através do ventilador, conforme mostra a Figura 28.

Com o auxílio de uma resistência elétrica, que está localizada na seção quadrada conforme a Figura 28, e das leituras dos termopares a montante e a jusante deste equipamento, após o estabelecimento de um comportamento estável, avalia-se a formação da mistura. Para ajustar a composição da mistura, varia-se a potência fornecida ao ventilador, por meio de uma fonte de alimentação e, deste modo, insere-se uma maior, ou menor, quantidade de gases não condensáveis. Para variar a temperatura de parede, ajusta-se a temperatura de saída da água do banho térmico, conforme a especificação do ensaio.

Em decorrência do tempo demandado para a estabilização do sistema para que a coleta de dados possa ser realizada, os ensaios experimentais foram realizados duas vezes para a situação de vapor puro e com 20% em massa de ar para cada inclinação. Assim, sendo uma boa reprodutibilidade dos resultados os demais testes, para 30, 40 e 50% foram realizados uma única vez.

#### 4.3 ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

As incertezas experimentais relacionadas à medição do calor removido pelo sistema de refrigeração, calculada pela Eq. 4.3, estão associadas às incertezas dos sensores de temperatura e de vazão do fluido de refrigeração da superfície condensadora. Já as incertezas relacionadas à energia removida pela placa condensadora, calculada pela Eq. 4.4, estão atreladas às incertezas do cálculo da vazão mássica de condensado, que por sua vez, depende da massa de condensado, medida através de uma balança e do tempo de coleta de condensado, medido por um cronômetro digital. As incertezas combinadas e expandidas para estas variáveis foram estimadas de acordo com os procedimentos apresentados no “Guia para a Expressão da Incerteza de Medição do Inmetro” (2003). O Apêndice A apresenta como os cálculos de propagação de incertezas foram realizados.

Os dados obtidos pelo trabalho foram adquiridos a partir de um módulo CR1000 e de um multiplexador AM25T, ambos da marca Campbell®. Termopares do tipo K, da fabricante Omega® foram empregados nas medições de temperatura. De modo a minimizar os erros relacionados à medição de temperatura, todos os termopares utilizados no experimento, juntamente com o sistema de aquisição de sinais, foram submetidos a um procedimento de calibração. Esta calibração foi realizada em um forno de calibração da Omega® isotérmico, isolado e de temperatura controlada, obtendo-se uma curva que correlaciona a tensão medida, com a temperatura e a incerteza

associada ao sistema. Logo, a incerteza expandida do termopar, para uma distribuição normal e intervalo de confiabilidade de 95,45%, é de  $\pm 0,25^{\circ}\text{C}$ . A incerteza combinada para uma diferença de temperatura,  $\Delta T$ , é de  $0,18^{\circ}\text{C}$ .

A incerteza associada à medição de vazão com um rotâmetro apresenta um erro de 5 l/h, ou seja, de 50% da menor escala de medição. Esta incerteza foi avaliada considerando distribuição retangular e intervalo de confiança de 68%.

As incertezas associadas às diferenças de temperatura e ao rotâmetro são combinadas na determinação do calor removido pelo sistema de refrigeração, dado pela Eq. 4.3. Já a incerteza expandida para esta variável foi obtida considerando um grau de liberdade infinito, uma vez que as incertezas associadas à temperatura e ao rotâmetro são do tipo B, e intervalo de confiança de 95,45%. O maior valor de incerteza expandida obtida para esta variável foi de  $U_{-Q}(\text{Eq.4.3}) = 50\%$ .

A incerteza associada à medida de massa, de acordo com o catálogo, é de 0,01g, uma vez que as massas medidas eram de até 500 g, sendo avaliada considerando distribuição retangular e intervalo de confiança de 68%. Já a incerteza associada ao cronômetro é muito pequena, considerando que o intervalo de tempo de medição é de 5 min. Neste caso, a incerteza associada ao tempo está sendo tratada como uma incerteza do tipo A, em que, após realizar todos os experimentos, foi constatado que o desvio padrão associado às medidas do tempo era de aproximadamente 2 s.

A incerteza combinada relativa à medição de  $\dot{m}_{\text{condensado}}$  é o resultado da combinação das incertezas associadas à medida de massa e ao desvio padrão das medidas do tempo da coleta de condensado. A incerteza associada à medição da energia removida pela placa condensadora é proporcional à incerteza associada à medida de  $\dot{m}_{\text{condensado}}$ , uma vez que  $h_{lv}$  é constante.

Finalmente, o maior valor da incerteza da medida da energia removida pela placa, considerando um grau de liberdade infinito e intervalo de confiança de 95,45%, é de  $U_{-Q}(\text{Eq.4.4}) = 3\%$ .

## CAPÍTULO 5

### RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados os resultados gerados pela avaliação teórica, bem como os resultados obtidos pelos testes experimentais. Primeiramente, é realizada uma comparação dos resultados obtidos pela modelagem matemática com os resultados teóricos gerados a partir do modelo de Minkowycz e Sparrow (1966). Este é utilizado como referência pelo fato de que apresenta uma solução analítica para o problema que emprega a menor quantidade de hipóteses simplificadoras, ou seja, com maior potencial de se ajustar às condições reais de operação. Porém, a utilização deste modelo é complexa tendo em vista que não se tem uma expressão final pronta para aplicação; por esta razão, o modelo de Rose se torna atraente em virtude da facilidade de uso e proximidade dos resultados gerados conforme já exposto na revisão bibliográfica apresentada. Após esta etapa, o modelo de Rose é utilizado na comparação com os resultados experimentais, auxiliando na interpretação e discussão dos resultados experimentais obtidos.

#### 5.1 RESULTADOS TEÓRICOS

Conforme comentado, é apresentado o resultado obtido pelo modelo de Rose para condensação em placas, conforme discutido no Capítulo 3, cujo resultado é comparado com o resultado de Minkowycz e Sparrow (1966). Na avaliação teórica, duas formas de quantificação das propriedades termodinâmicas são empregadas (conforme também discutido no Capítulo 3), para a condensação de vapor de água na presença de gases não condensáveis (ar atmosférico) em placas planas verticais sem a presença de convecção forçada.

Nas Figura 36, fluxo de transferência de calor, avaliado pelo modelo de Rose e adimensionalizado pelo valor de condensação de vapor puro predito pelo modelo de Nusselt, esta apresentado para diferentes frações mássicas de vapor de água da mistura. O eixo das abscissas representa a diferença de temperatura da mistura e da interface líquido-gás. Neste caso, a temperatura da mistura é sempre 100°C. As linhas pontilhadas representam os resultados obtidos com as propriedades termofísicas avaliadas na temperatura de referência e as linhas cheias as propriedades utilizando a temperatura de formação inicial da mistura. Como referência, a curva de cor cinza representa o

resultado obtido por Minkowycz e Sparrow (1966) para a condição de  $X_{vapor}^{\delta_M} = 0,9$ .

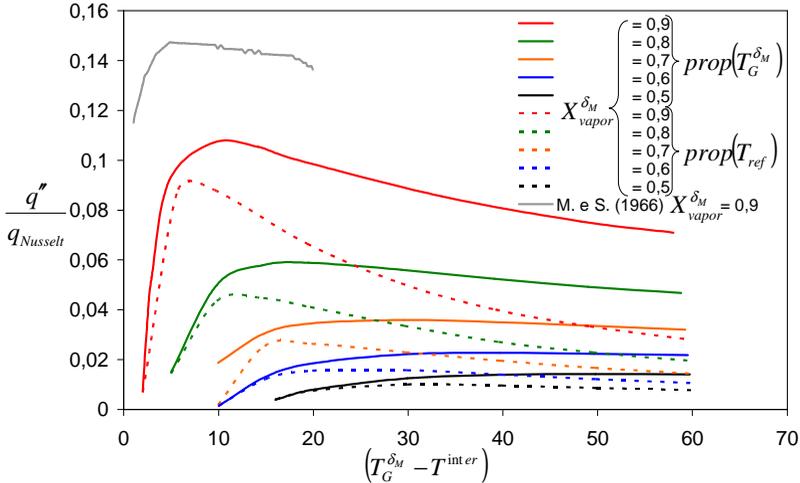


Figura 36 – Fluxo de transferência de calor em função da diferença de temperatura da mistura e da interface líquido-vapor, empregando modelos baseados no modelo de Rose.

Na Figura 36, verifica-se que a comparação do modelo de Rose com o de Minkowycz e Sparrow (1966) ocorreu de forma satisfatória (curvas vermelha e cinza). Embora na presente aplicação do modelo de Rose haja um espaçamento entre estas curvas e, este espaçamento não esteja presente no trabalho realizado pelo autor para a condição onde  $X_{vapor}^{\delta_M} = 0,9$ , conforme mostra a Figura 15, as curvas possuem os mesmos comportamentos.

Ainda na Figura 36, no caso onde a temperatura de interface possui elevados valores, ou seja, pequenas diferenças de temperaturas, não foram obtidos resultados coerentes. Neste caso, a temperatura de interface se aproxima muito da temperatura da superfície condensadora e a taxa de transferência de calor, avaliada pela Eq. 3.1, se aproxima de zero.

Através da Figura 37 é possível verificar a influência que as formas de avaliação das temperaturas nas quais as propriedades são obtidas podem exercer na determinação do fluxo de transferência de calor. Nesta figura, o fluxo de transferência de calor é colocado em

função da temperatura de parede para diferentes concentrações mássicas dos gases não condensáveis. As linhas pontilhadas representam as avaliações realizadas de acordo com a temperatura de referência e as linhas cheias de acordo com a temperatura de formação inicial da mistura.

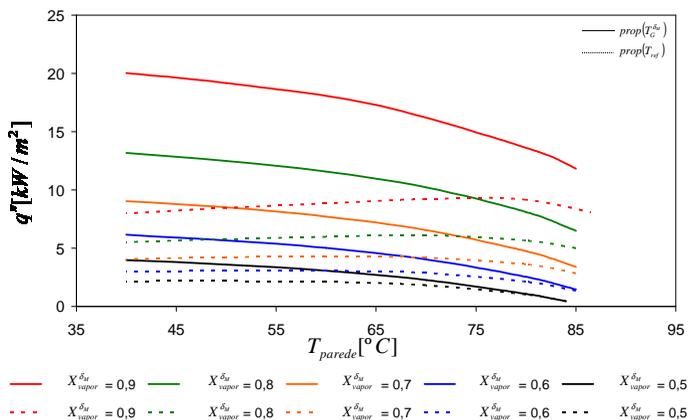


Figura 37 – Fluxo de transferência de calor em função da temperatura de parede pela avaliação teórica através do modelo de Rose.

Através desta figura observa-se que o fluxo de transferência de calor, utilizando a temperatura de referência, apresenta um crescimento conforme a temperatura de parede aumenta. Para elevados valores da temperatura, esta tendência muda e o fluxo de transferência de calor apresenta quedas gradativas. Este comportamento está presente para pequenas concentrações de gases não condensáveis. Conforme esta concentração aumenta, as curvas perdem este comportamento e somente apresentam quedas gradativas conforme se eleva a temperatura de parede.

Para a avaliação das propriedades utilizando a temperatura e a composição inicial da mistura, o modelo de Rose apresenta quedas gradativas conforme a temperatura de interface aumenta para todas as concentrações de gases não condensáveis. Conforme resultados experimentais da literatura, este é o efeito esperado, conforme pode ser observado na Figura 23.

Na próxima seção, os resultados teóricos obtidos pelo modelo de Rose, serão comparados com resultados experimentais.

## 5.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os resultados referentes aos testes experimentais realizados serão comparados com resultados teóricos obtidos a partir do modelo de Rose. As propriedades utilizadas são as avaliadas pela temperatura da composição inicial da mistura. É importante ressaltar que a avaliação teórica não representa a configuração física dos testes experimentais. O uso deste modelo é somente com o intuito de auxiliar na interpretação dos resultados obtidos experimentalmente.

Os testes experimentais foram realizados para uma situação onde a vazão mássica de vapor de água gerada foi de 2,4 g/s. Para esta vazão de vapor fixo, as devidas vazões mássicas de gases não condensáveis foram introduzidas formando as composições desejadas de mistura. Sendo assim, o número de Reynolds da mistura escoando no duto principal variou em torno de 1700 dependendo da concentração de gases não condensáveis presentes na mistura.

Primeiramente, a Figura 40 mostra os resultados obtidos para os testes realizados com vapor puro e a superfície de cobre na posição vertical. O fluxo de calor é colocado em função da variação de temperatura de parede da superfície condensadora. A linha azul representa os resultados obtidos através da avaliação de Nusselt, conforme Eq. 2.13, enquanto que os símbolos cheios representam a avaliação realizada de acordo com a Eq. 4.3 e os vazios pela Eq. 4.4.

Os resultados obtidos para os pontos vermelhos, símbolos cheios e vazios, mostram uma boa concordância quando comparados entre si, porém divergem da avaliação de condensação predita por Nusselt. Este descompasso nos resultados é devido ao fato do escoamento não estar confinado, ou seja, há um fluxo de vapor que, ao incidir sobre a superfície condensadora, por não haver nenhum impedimento, este simplesmente contorna à placa e sai pela parte superior do aparato. Embora a Figura 38 não represente exatamente a configuração dos testes realizados, o efeito de espalhamento que o fluxo de massa ao incidir a placa é semelhante.

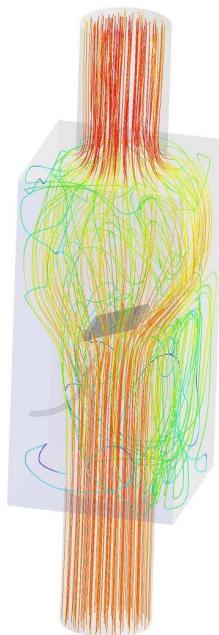


Figura 38 – Esquema do fluxo incidindo sobre a superfície condensadora Mantelli *et al.* (2010).

A fim de verificar se os dados recolhidos nos testes experimentais são coerentes com os fenômenos físicos observados, realizou-se uma simples modificação na bancada com o intuito de confinar melhor o fluido e reproduzir a hipótese de vapor estagnado ao redor da superfície condensadora e verificar se os resultados estariam de acordo com o trabalho de Chung *et al.* (2005), que considera estagnação da mistura e cujos resultados experimentais apresentados na Figura 23. Para tanto, foi restringida a saída de vapor na parte superior do aparato experimental e colocada uma chapa defletora imediatamente na saída do duto principal conforme mostra a Figura 39. Assim, o fluxo de vapor não incide diretamente na superfície condensadora e o vapor tende a se manter estagnado dentro da seção de teste.

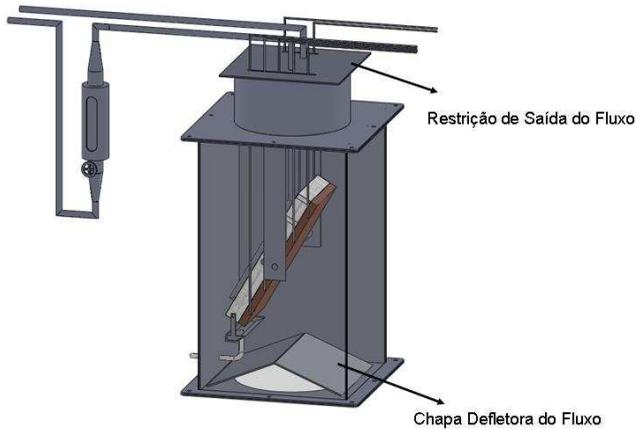


Figura 39 – Modificações para verificação dos resultados.

Na Figura 40, os dados representados com símbolos verdes foram obtidos a partir do aparato modificado, para a placa de cobre vertical sem gases não condensáveis. Observa-se que para estes dados, a comparação com o modelo de Nusselt é bastante boa, o que demonstra a qualidade dos dados experimentais obtidos no aparato. No entanto, não foram realizados mais testes com esta configuração, pois esta se desvia bastante da aplicação real destas placas condensadoras no presente trabalho.

Ainda com relação à Figura 40, observa-se que o fluxo de calor predito pela análise teórica é bastante afetado pela temperatura de parede. Já os resultados experimentais, a influência deste parâmetro é bastante pequena.

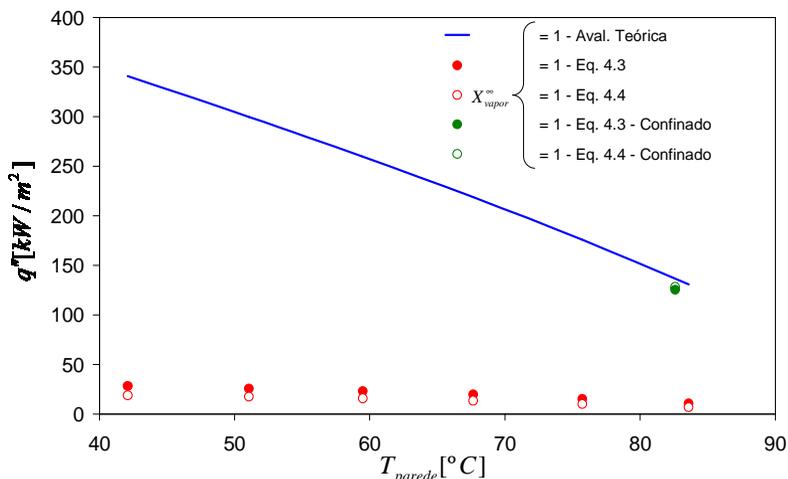


Figura 40 - Resultados para vapor puro em superfície lisa de cobre na vertical.

Nos próximos gráficos, onde serão apresentados dados relativos aos fluxos de transferência de calor para as diferentes inclinações testadas e diferentes concentrações de gases não condensáveis em função da temperatura de parede, as linhas cheias representam os valores obtidos através da avaliação teórica a partir do modelo de Rose. Os símbolos cheios representam as avaliações do fluxo de calor através da Eq. 4.3, e os símbolos vazios da Eq. 4.4. As barras verticais representam a análise de incerteza para as medições experimentais. As legendas foram suprimida das Figura 41, Figura 42, Figura 43 e Figura 44, e são apresentadas na Tabela 1. Nesta tabela, as frações mássicas de vapor estão apresentadas na primeira coluna. As segunda, terceira e quarta colunas representam as formas de medição das taxas experimentais de transferência de calor, onde a geometria do símbolo e a cor auxiliam na identificação da concentração. As barras verticais presentes na última coluna representam as incertezas obtidas para cada teste, conforme a cor utilizada.

Tabela 1 – Legenda dos resultados.

Composição Mistura	Experimental - Eq. 4.3	Experimental - Eq. 4.4	Teórico	Análise de Incerteza
$X_{vapor}^{m}$	1	●	○	—
	0,8	▲	△	—
	0,7	◆	◇	—
	0,6	■	□	—
	0,5	●	○	—

Analisando a Figura 41, Figura 42, Figura 43 e Figura 44, observa-se que o fluxo de transferência de calor cai conforme se aumenta a temperatura de parede (consequentemente a temperatura de interface) e/ou a concentração de gases não condensáveis, tanto para os resultados teóricos quanto para os resultados experimentais. Porém, a influência do nível de temperatura de parede é pequena tanto na análise teórica como nos resultados experimentais, sendo mais pronunciada para os dados experimentais do que resultados teóricos. Observa-se que este comportamento é diferente do caso de condensação de vapor puro, onde os resultados teóricos apresentam consideravelmente maior sensibilidade.

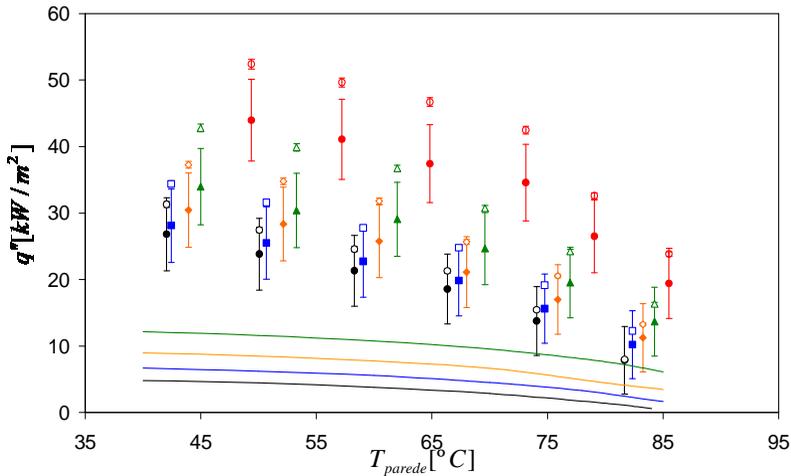


Figura 41 - Resultados para a superfície em 30°.

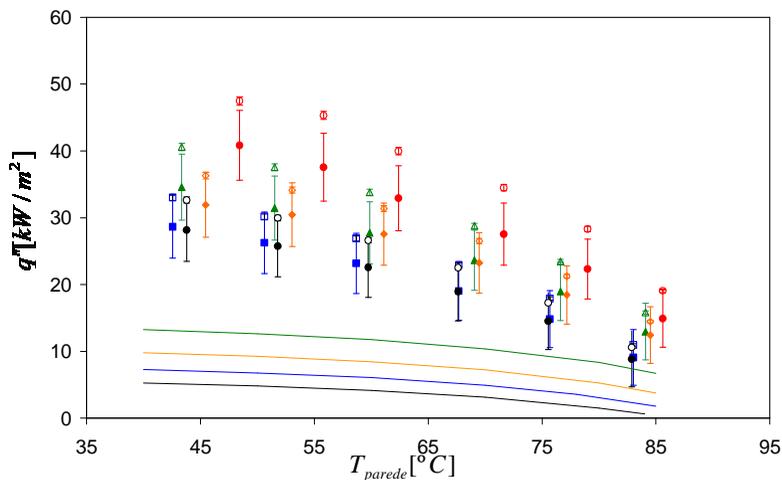


Figura 42 - Resultados para a superfície em  $45^{\circ}$ .

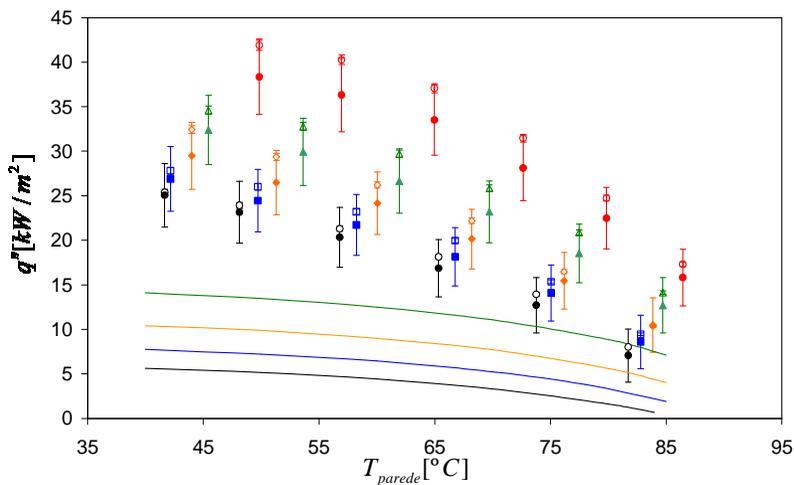


Figura 43 - Resultados para a superfície em  $60^{\circ}$ .

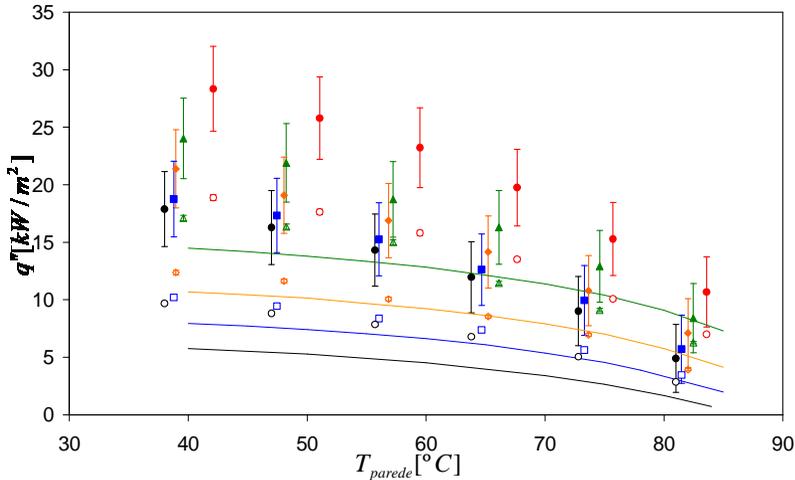


Figura 44 - Resultados para a superfície em 90° (vertical).

Para as diferentes inclinações, devido à configuração física dos testes experimentais (fluxo ascendente da mistura incidindo diretamente sobre a superfície condensadora), o fluxo de transferência de calor e taxa de condensação apresentam uma queda gradativa conforme a superfície varia de 30° até 90°.

Este comportamento é inverso ao que os modelos de Rose e Nusselt prevêem, onde o fluxo de transferência de calor tende a aumentar conforme a inclinação aumenta de 30° para 90°. Para a avaliação teórica, os maiores valores encontrados são para a situação onde a placa se encontra na posição vertical, pois estes modelos consideram que a mistura está parada e, portanto, quanto maior o efeito da gravidade mais fina seria a camada de líquido e maior a troca de calor, ou seja, quanto maior a inclinação, melhor a transferência de calor.

Analisando as condições de teste, se verifica que, na inclinação de 30°, apesar da força com que a gravidade empurra o filme condensado ser menor que no caso vertical, devido ao arranjo físico da superfície condensadora com relação à incidência do fluxo do gás, a transferência de calor é favorecida, uma vez que o fluxo ascendente atinge de uma forma mais direta a superfície condensadora. Assim, os fluxos de calor observados experimentalmente são inversamente proporcionais aos ângulos de inclinação. Embora o fluxo de transferência de calor tenha sido maior para inclinação de 30° com

relação os de 45°, 60° e 90° e, ainda que não tenha sido mensurado, as perdas de carga causadas no fluxo ascendente da mistura também tendem a ser maiores e este é um dado de importância tendo em vista a possível aplicação destes condensadores.

Observando-se os dados experimentais, nota-se que a presença de gases não condensáveis não apresentou um efeito tão pronunciado no fluxo de transferência de calor quanto seria esperado pelo modelo matemático. Embora os resultados experimentais na presença dos gases não condensáveis, para a placa na posição vertical (Figura 44) estejam relativamente próximos aos valores preditos pela avaliação teórica de Rose, resultados equivalentes empregados para o caso de vapor puro, não apresentaram a mesma queda que aconteceria em relação a uma situação de vapor estagnado, conforme mostra a Figura 16. Para a situação da Figura 16, no caso de fração mássica de gases não condensáveis de 0,015, a queda na transferência de calor foi de aproximadamente 50%. No presente caso, para a situação onde  $X_{ar}^{\delta_M} = 0,2$ , a queda na transferência de calor relativo ao caso puro de mesma configuração foi de 15 a 22%. Neste caso, conforme Zhu *et al.* (2007), o fluxo de gás que incide na superfície condensadora ajuda na dispersão da camada limite formada pela presença de gases não condensáveis; assim evita-se o acúmulo do ar próximo à interface do líquido condensado, deixando a pressão parcial do vapor de água e, conseqüentemente, a temperatura de interface, mais elevados.

É interessante notar que no trabalho de Chung *et al.* (2005), ver Figura 23, embora os resultados para a situação de vapor puro tenham concordado com a análise de Nusselt, a presença dos gases não condensáveis também não afetou de forma tão expressiva o fluxo de transferência de calor, conforme seria esperado para uma situação onde existe a estagnação da mistura a ser condensada. No caso do trabalho de Chung *et al.* (2005), embora o ambiente tenha sido parcialmente confinado e exista um defletor na entrada da seção de testes para evitar qualquer tensão na interface do líquido condensado, o fluxo da mistura, que corresponde a um valor de Reynolds de 2300, ajuda na dispersão da camada limite dos gases não condensáveis, respeitando a condição de estagnação de Nusselt para o vapor puro.

Nota-se que os dados de transferência de calor obtidos a partir da Eq. 4.4 são menores mas se aproximam dos dados obtidos pela Eq. 4.3, à medida que a inclinação da superfície varia de 30° para 90°, com exceção da inclinação de 90°, onde os resultados obtidos pela Eq. 4.3 ficam maiores que os resultados referentes à Eq. 4.4. Acredita-se que, no

caso em que a placa condensadora se encontra na posição vertical, por não haver tanta resistência por parte desta superfície a passagem da mistura, como quando esta superfície possui alguma inclinação, parte do vapor/gás simplesmente passa pela superfície aquecendo esta sem que haja condensação.

Os testes envolvendo as superfícies ranhuradas, tanto de cobre como de alumínio, assim como a superfície lisa de alumínio, foram realizados somente para a inclinação de  $60^\circ$ . Assim, para a análise de resultados, seguindo o procedimento de apresentação de dados adotado nesta dissertação, os dados são apresentados em forma de gráficos dos fluxos de transferência de calor em função da variação de temperatura de parede da superfície condensadora, para cada uma destas superfícies (superfície de cobre lisa e ranhurada e superfície de alumínio lisa e ranhurada). A Figura 45 apresenta os resultados para a condição de vapor puro, a Figura 46 para mistura de 20% de gases não condensáveis no ar, a Figura 47 para 30%, a Figura 48 para 40% e a Figura 49 para 50% de gases não condensáveis para as 4 placas. As barras verticais, que representariam o grau de incerteza das medições, foram suprimidas para permitir uma melhor visualização dos resultados. Nestas figuras, as avaliações teóricas também foram removidas tendo em vista que os resultados teóricos já foram analisados e discutidos. Além disto, os modelos devem apresentar resultados ainda menos representativos dos dados experimentais, pois estes não consideram superfícies com ranhuras. As incertezas para os resultados obtidos através da Eq. 4.3 variam, em média, entre 10% e 50% para as temperaturas de parede de  $40^\circ\text{C}$  e  $85^\circ\text{C}$ , respectivamente. As incertezas associadas ao uso da Eq. 4.3 não chegam a 3%.

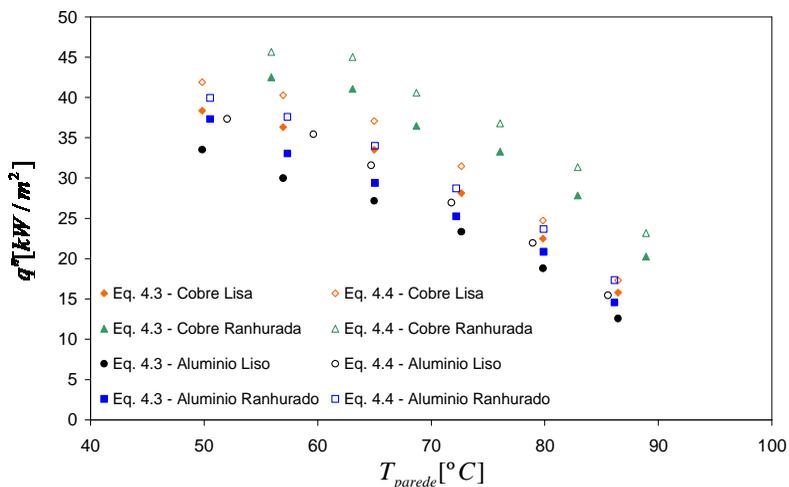


Figura 45 - Resultados para as quatro superfícies sujeitas a fluxos de vapor puro, inclinação de 60°.

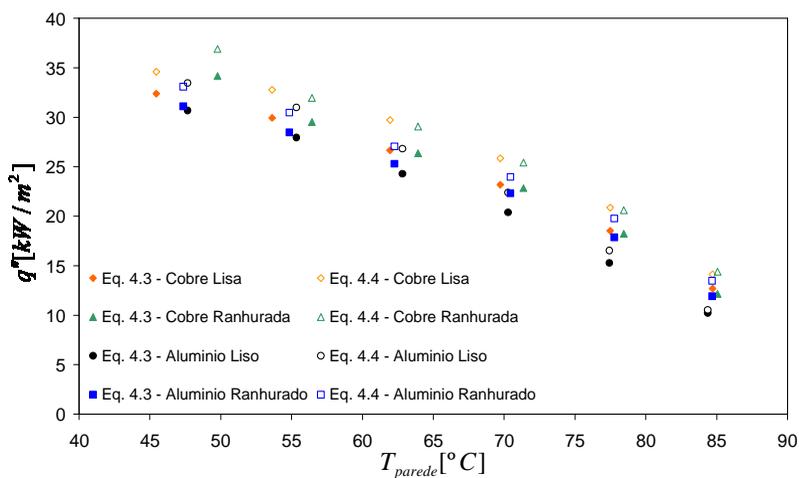


Figura 46 - Resultados para as quatro superfícies sujeitas a fluxos de vapor puro misturados com 20% em massa de ar, inclinação de 60°.

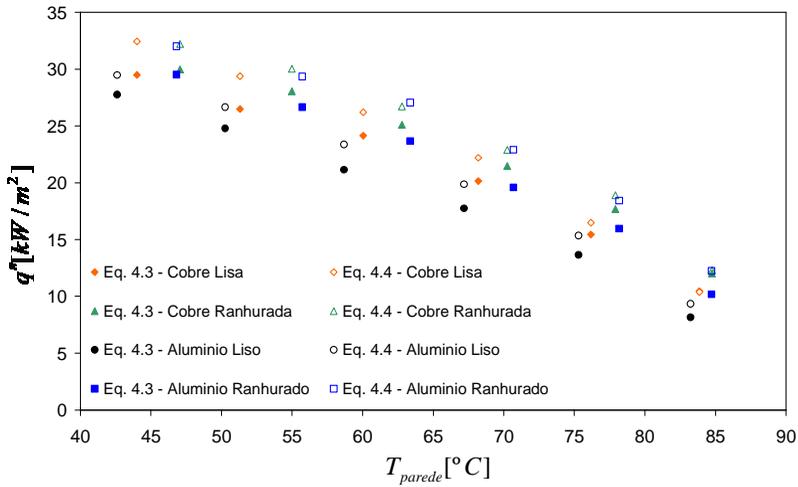


Figura 47 - Resultados para as quatro superfícies sujeitas a fluxos de vapor puro misturados com 30% em massa de ar, inclinação de 60°.

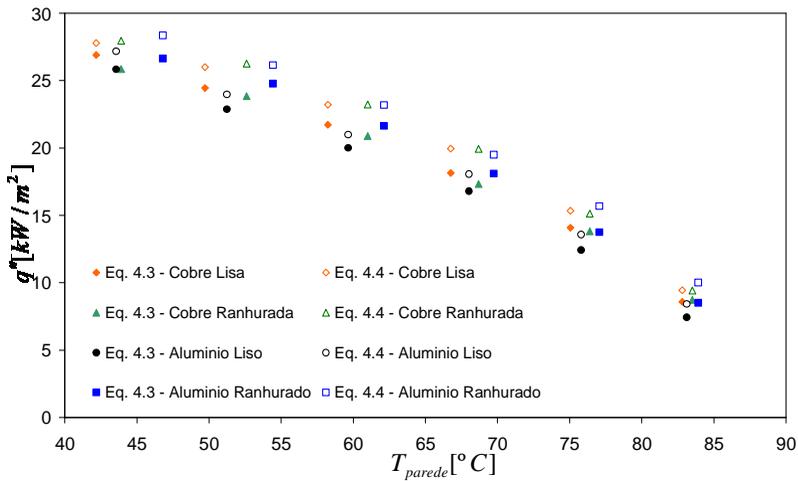


Figura 48 - Resultados para as quatro superfícies sujeitas a fluxos de vapor puro misturados com 40% em massa de ar, inclinação de 60°.

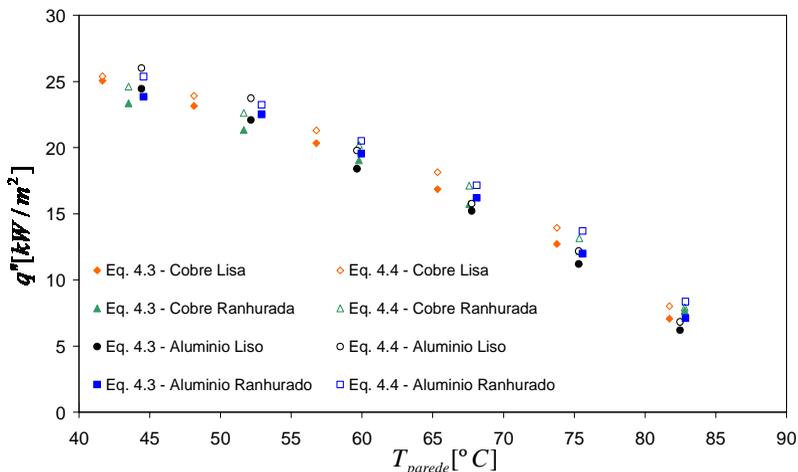


Figura 49 - Resultados para as quatro superfícies sujeitas a fluxos de vapor puro misturados com 50% em massa de ar, inclinação de  $60^{\circ}$ .

Primeiramente, deve-se observar que os dados de transferência de calor mostrados nas Figura 45, Figura 46, Figura 47, Figura 48 e Figura 49 seguem as mesmas tendências observadas nos testes anteriores, ou seja, o fluxo de transferência de calor diminui com o aumento de temperatura da parede e com o aumento da quantidade de gases não condensáveis na mistura. De uma maneira geral, conforme a participação dos gases não condensáveis aumenta, os fluxos de transferência de calor para as quatro diferentes superfícies tendem a assumir o mesmo desempenho térmico, não existindo mais nenhuma influência do tipo de superfície. Para vapor puro e baixa concentração de gases não condensáveis, observa-se um maior espalhamento dos dados, que vão se aglomerando, à medida que a concentração aumenta. Assim, pode-se afirmar que a presença dos gases não condensáveis atua como mecanismo dominante para a eficiência da condensação no que se refere à utilização de superfícies melhoradas. Segundo Markowitz *et al.* (1972), os gases não condensáveis tendem a acumular-se dentro das ranhuras, bloqueando o acesso do vapor aos vales das superfícies ranhuradas e assim prejudicando o desempenho das placas nesta configuração.

Com relação à Figura 45, situação onde somente vapor está presente, é possível verificar que a superfície de cobre ranhurada promoveu uma transferência de calor maior que as outras superfícies.

Comparando esta superfície com a de cobre lisa, o aumento foi em torno de 10% para as duas formas de avaliação. Considerando que o melhoramento obtido pelo trabalho de Markowitz *et al.* (1972) foi de mais ou menos 150% para condensação de Freon-113, percebe-se que o desempenho térmico das superfícies ranhuradas testadas no presente trabalho não gerou aumentos significativos. Como na situação dos testes realizados, o vapor ao incidir à superfície condensadora, contorna a placa e sai pela parte superior do aparato, uma vez que não há nenhuma condição que restrinja este fluxo. Assim, a dinâmica do filme condensado que as ranhuras tendem a oferecer em função da tensão superficial do fluido não acontece, de forma que o aumento no fluxo de transferência de calor se dá apenas devido ao aumento da área de contato entre mistura e placa resfriada.

Com relação ao comportamento térmico referente às placas de alumínio lisa e ranhurada, comparando elas entre si, as ranhuras também não geraram melhoramentos satisfatórios, conforme o trabalho de Markowitz *et al.* (1972), tendo um aumento também em torno de 10% somente para o caso puro (Figura 45). Para a comparação entre a placa de alumínio lisa e cobre lisa, a diferença entre o desempenho térmico de cada uma fica evidente somente na situação de vapor puro, ao passo que, conforme os gases não condensáveis tornam-se presentes, esta diferença também vai desaparecendo.

A Figura 50, Figura 51 e Figura 52 apresentam os fluxos de transferência de calor em função da temperatura de parede para as diferentes composições de misturas de vapor e gases não condensáveis analisadas, para as placas de cobre ranhurada, alumínio lisa e alumínio ranhurada, respectivamente, na inclinação de 60°. Estes resultados, apresentados anteriormente em diversos gráficos, já foram discutidos anteriormente. Nestes gráficos, onde cada figura representa uma placa com diferentes concentrações de gases não condensáveis, verifica-se que o afastamento dos resultados entre a situação de vapor puro e com 20% de gases não condensáveis é muito maior para a placa de cobre ranhura (Figura 50) quando comparado com a placa de cobre lisa (Figura 43). Conforme comentado anteriormente, para a situação de vapor puro, as ranhuras promoveram um pequeno aumento na taxa de transferência de calor diferente de quando existe a presença de gases não condensáveis.

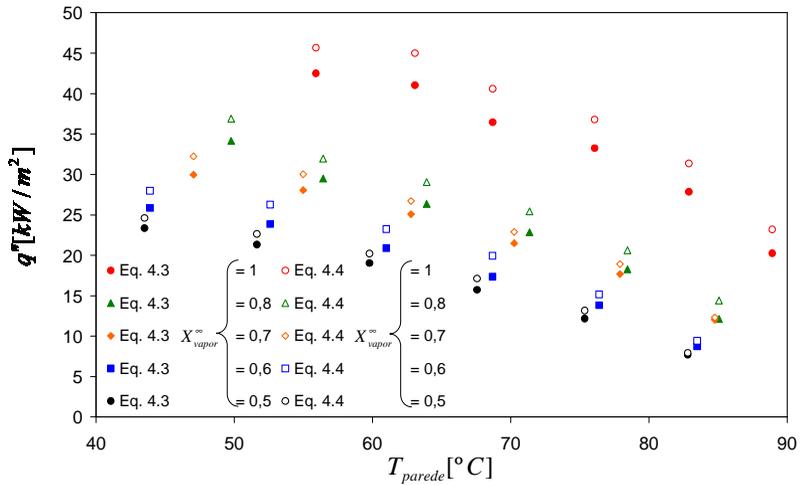


Figura 50 - Resultados placa de cobre ranhurada em  $60^{\circ}$ .

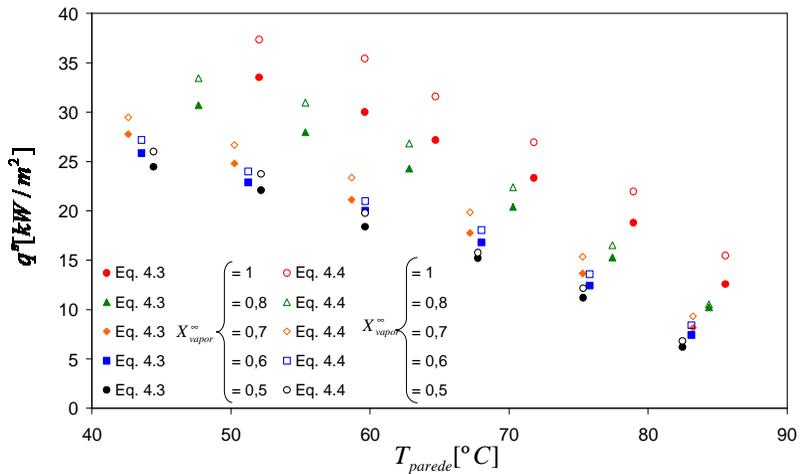


Figura 51 - Resultados placa de alumínio lisa em  $60^{\circ}$ .

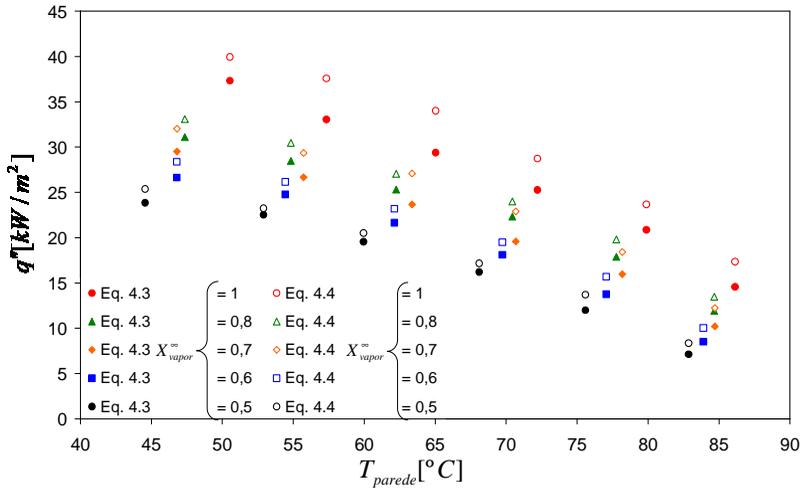


Figura 52 - Resultados placa de alumínio ranhurada em 60°.

Conforme visto neste capítulo, os resultados experimentais apresentam diferentes tendências com relação aos resultados teóricos obtidos tanto pela avaliação de Nusselt como pela avaliação de Rose. Para a presença dos gases não condensáveis, este parâmetro não demonstrou ser a principal resistência térmica na transferência de calor e as ranhuras não desempenharam o efeito desejado conforme a literatura prevê. Para os testes experimentais, a geometria e arranjo do escoamento com a superfície condensadora demonstraram desfavorecer a taxa de transferência de calor sendo o principal parâmetro para o desempenho do sistema.

## CAPÍTULO 6

### CONCLUSÕES

No presente trabalho de dissertação, aspectos fundamentais acerca dos fenômenos físicos relacionados à condensação de vapor em contato com placa resfriada, contido em ar úmido em fluxos efluentes de torres de resfriamento são estudados experimentalmente e teoricamente.

Foi desenvolvida e montada uma bancada experimental para a realização de um conjunto de testes para a avaliação de superfícies condensadoras na presença de gases não condensáveis para o caso de fluxo (ascendente) em contra corrente ao filme condensado (descendente).

Com o intuito de auxiliar na interpretação dos resultados, foi utilizado o modelo de Nusselt (condição de vapor puro) e de Rose (com gases não condensáveis) para avaliação da transferência de calor. Ainda, duas formas de obtenção das propriedades termofísicas para a formação da mistura a ser condensada foram estudadas.

Para as formas de avaliação das propriedades termofísicas, a utilização da temperatura de referência gerou resultados discordantes para a avaliação teórica. O fluxo de transferência de calor apresentou um aumento gradativo para o caso em que a temperatura de interface se aproximava da temperatura de formação inicial da mistura. Já as propriedades obtidas pela temperatura de formação inicial da mistura mostraram resultados coerentes com a teoria.

A partir dos resultados experimentais avaliados sob a ótica dos resultados obtidos pelo modelo de Nusselt (para vapor puro) e Rose (com gases não condensáveis), conclui-se que o efeito dominante para a taxa de condensação está na configuração física que o fluxo de gás atinge a superfície condensadora. Como mostrado no capítulo anterior, esta característica faz com que o fluxo de transferência de calor possua valores muito baixos quando comparados com a situação do modelo de Nusselt.

Os dados experimentais demonstram que a influência dos gases não condensáveis são inferiores que a predita pelo modelo de Rose, ou seja, não se observou grande queda na transferência de calor nos testes. Mesmo assim, quanto menor for a presença dos gases não condensáveis, maior será o fluxo de transferência de calor.

A temperatura de parede possui uma discreta influência no processo de transferência de calor. Para a situação de vapor puro condensando, o modelo de análise teórica prevê uma maior dependência

da temperatura da parede do que foi observado a partir dos resultados experimentais. Já para a avaliação teórica envolvendo os gases não condensáveis, esta tendência se inverte e os resultados experimentais apresentam uma maior variação.

Para as diferentes inclinações, as tendências experimentais encontradas são diferentes das previstas pelo modelo de Nusselt e de Rose; ou seja, quanto menor for o ângulo de inclinação, maior será a transferência de calor.

Para os resultados envolvendo as diferentes superfícies, apesar de no caso puro as ranhuras terem apresentado uma pequena, melhora no fluxo de transferência de calor, quando comparado com as superfícies lisas, esta melhora de forma alguma é correspondente aos resultados encontrados na literatura, tendo em vista que a configuração física dos testes realizados desfavorecem a interação do fluido com a superfície.

Como sugestão para trabalhos futuros envolvendo a condensação em superfície voltada para baixo em escoamento não confinado, sugere-se:

- Avaliar o efeito que outras velocidades de incidência do gás teriam no fluxo de transferência de calor;
- Verificar a utilização de esponjas metálicas sobre a superfície condensadora na tentativa de “aprisionar” o gás e não deixá-lo dispersar tanto após incidir na placa.

## REFERÊNCIAS

- Al-Diwany, H. K., Rose, J. W. Free convection film condensation of steam in the presence of non-condensable gases. , *Int. J. Heat Mass Transfer* 16 (1972) 1359-1369.
- Bejan, A., *Convection Heat Transfer*. John Wiley & Sons, 3 ed. 2005.
- Burmeister, L. C., *Convective Heat Transfer*. John Wiley & Sons, USA, 1983.
- Carey, V. P., *Liquid-vapor phase-change phenomena*, Taylor & Francis, EUA, 1992.
- Chen, M. M. An analytical study of laminar film condensation: Part 1 – Flat Plates. *Journal of Heat Transfer, Trans ASME* 48 (1961) 48-54.
- Chen, S. L., Gerner, F. M., Tien, C. L. General film condensation correlations. *Experimental Heat Transfer*, 1 (1987) 93-107.
- Chung, B-J., Kim, S., Kim, M. C., Film condensations of flowing mixtures of steam and air an inclined flat plate. *Int. Communication of Heat and Mass Transfer* 32 (2005) 233-239.
- Cochran M., Goodnight, J. Babin, B. Eckel, S. Condensing dryers with enhanced dehumidification using surface tension elements. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 723-731.
- Collier, J. G.; Thome, J. R., *Convective Boiling and Condensation*. Oxford Science Publication, EUA, 3º ed. 1994.
- Faghri, A. *Heat Pipe Science and Technology*. Taylor & Francis, 1995.
- Ganguli, A., Patel, A. G., Maheshwari, N. K., Pandit, A. B. Theoretical modeling of condensation of steam outside different vertical geometries (tube, flat plates) in the presence of noncondensable gases like air and helium. *Nuclear Engineering Design* 238 (2008) 2328-2340.

Gerstmann J, Griffith, P. Laminar film condensation on the underside of horizontal and inclined surfaces. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 10 (1967) 567-580.

Ghiaasiaan, S. M., *Two-Phase Flow, Boiling and Condensation in Conventional and Miniature Systems*. Cambridge, 2008.

Guia para a Expressão da Incerteza de Medição do Inmetro (2003).

Henrraz, L. E., Anderson, M. H., Michael, L. Corradini. A diffusion layer model for steam condensation within the AP600 containment. *Nuclear Engineering Design* 183 (1998) 133-150.

Incropera, F. P., DeWitt, D. P. *Fundamentos da Transferência de Calor e de Massa*. 5ª edição, LTC, 2002.

Izumi, M., Kumagai, S., Shimada, R., Yamakawa, N. Heat transfer enhancement of dropwise condensation on a vertical surface with round shaped grooves. *Experimental Thermal Fluid Science*, 28 (2004) 243-248.

Kananeh, A. B., Rausch, M. H., Fröba, A. P., Leipertz, A. Experimental study of dropwise condensation on plasma-ion implanted stainless steel tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 (2006) 5018-5026.

Ma, X., Chen, J., Xu, D., Lin, J., Ren, C., Long, Z. Influence of processing conditions of polymer film on dropwise condensation heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 (2002) 3405-3411.

Mantelli, M. B. H. *Tubos de Calor e Termossifões*. Apostila de Aula, 2009, Departamento de Engenharia Mecânica UFSC.

Mantelli, M. B. H., Costa, A. S. C., Czubinski, F. C., Pickler, G. P., Nuemberg, G. G. V., Santos, J. B., Zimmermann, R., Galante, R., Borges, T. Relatório final da fase 1 – Convênio HIDRITER - Prospecção tecnológica no projeto Hidriter. Departamento de Engenharia Mecânica UFSC, 2010.

Markowitz, A., Mikic, B. B., Bergles, A. E. Condensation on a downward-facing horizontal rippled surface. *Journal of Heat Transfer* 94 (1972) 315-320.

Marrero, T. R., Mason, E. A. Gaseous diffusion coefficients. *J. Phys. Chem. Data*, 1, 3-118, 1972.

Minkowycz, W. J., Sparrow, E. M. Condensation heat transfer in the presence of noncondensables, interfacial resistance, superheating, variable properties, and diffusion, *Int. J. Heat Mass Transfer* 9 (1966) 1125-1144.

Park, S. K., Kim, M. H., Yoo, K. J. Condensation of pure steam and steam-air mixture with surface waves of condensate film on a vertical wall. *Int. J. Multiphase Flow* 22 (1996) 893-908.

Rausch, M. H., Leipertz, A. P., Fröba, A. P. Dropwise condensation of steam on ion implanted titanium surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (2010) 423-430.

Rebouças, A. C.; Braga, B.; Tundisi, G. J., *Águas Doces no Brasil: Capital Ecológico, Uso e Conservação*. Escrituras, São Paulo, 3. ed. 2006.

Renken, K. J., Raich, M. R. Forced convection steam condensation experiments within thin porous coatings. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 39 (1996) 2937-2945.

Rosa, J. C., Henrraz, L. E., Muñoz-Lobo, J. L. Analysis of the suction effect on the mass transfer when using the heat and mass transfer analogy. *Nuclear Engineering Design* 239 (2009) 2042-2055.

Rose, J. W. Condensation of a vapor in the presence of a non-condensable gas. *Int. J. Heat Mass Transfer* 12 (1968) 233-237.

Simões Moreira, J. R., *Fundamentos e Aplicações da Psicrometria*. 1º ed, RPA Editora Ltda., São Paulo, 1999.

Sparrow, E. M., Minkowycz, W. J., Saddy, M. Forced convection condensation in the presence of noncondensables and interfacial resistance. *Int. J. Heat Mass Transfer* 10 (1967) 1829-1845.

Stephan, K. Interface temperature and heat transfer in forced convection laminar film condensation of binary mixture. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (2006) 805-809.

Thumm, S., Philipp, Ch., Gross, U. Film condensation of water in a vertical tube with countercurrent vapor flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 44 (2001) 4245-4256.

Vermuri, S., Kim, K. J., Wood, B. D., Govindaraju, S., Bell, T. W. Long term testing for dropwise condensation using self-assembled monolayer coatings of n-octadecyl mercaptam. *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 421-429.

Zhong, L., Xuehu, Ma., Sifang, W., Mingzhe, W., Xiaonan, L. Effect of surface free energy and nanostructure on dropwise condensation. *Chemical Engineering Journal* 156 (2010) 546-552.

Zhu, A. M., Wang, S. C., Sun, J. X., Xie, L. X., Wang, Z. Effects of high fractional noncondensable gas on condensation in the dewvaporation desalination process. *Desalination* 214 (2007) 128-137.

## APÊNDICE A – ANÁLISE DE INCERTEZAS

Utilizando o procedimento descrito pelo Guia para a Expressão da Incerteza de Medição do INMETRO (2003), as análises de incertezas foram realizadas para os parâmetros utilizados nos cálculos de quantificação dos resultados experimentais.

### A.1 INCERTEZAS PARA O FLUXO DE CALOR ATRAVÉS DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Para a avaliação dos resultados experimentais através da Eq. 4.3, considerando o valor de  $Cp_{aguarefri}$  constante, a incerteza padrão combinada é estimada através da expressão

$$u_c = \left[ \left( \frac{\partial Q}{\partial m_{aguarefri}} u_{m_{aguarefri}}^{assoc} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q}{\partial \Delta T} u_{\Delta T}^{assoc} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A.1})$$

onde  $u_{m_{aguarefri}}^{assoc}$  e  $u_{\Delta T}^{assoc}$  são as incertezas associadas às medidas de vazão mássica e diferença de temperatura, respectivamente.

Para a avaliação do erro associado à leitura da vazão através do Rotâmetro, este foi utilizado como sendo metade da escala de leitura do equipamento que é de 10 L/h. Assim, considerando uma distribuição retangular e um intervalo de confiança de 68%, tem-se que:

$$u_{m_{aguarefri}}^{assoc} = \frac{0,0013}{\sqrt{3}} = [kg] \quad (\text{A.2})$$

Com relação ao erro associado à diferença de temperatura

$$\Delta T = (T_{saida} - T_{entrada}) \quad (\text{A.3})$$

aplicando a expressão genérica para incerteza padrão combinada para a diferença de temperatura,

$$u_{\Delta T}^{assoc} = \left[ \left( \frac{\partial \Delta T}{\partial T_{saída}} u_{T_s}^{assoc} \right)^2 + \left( \frac{\partial \Delta T}{\partial T_{entrada}} u_{T_e}^{assoc} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (A.4)$$

onde  $u_{T_s}^{assoc}$  e  $u_{T_e}^{assoc}$  são as incertezas associadas para a leitura da temperatura de saída e entrada do sistema de refrigeração respectivamente.

Conforme descrito no capítulo 4.2, os erros associados aos termopares foram obtidos por um procedimento de calibração, onde foi considerada uma distribuição normal e 95,45% de confiabilidade, sendo que a incerteza associada ao termopar foi 0,25 C, ou seja,

$$u_{T_s}^{assoc} = 0,25[^\circ C] \quad (A.5)$$

$$u_{T_e}^{assoc} = 0,25[^\circ C] \quad (A.6)$$

Desta forma, pela Eq. A.4, a incerteza combinada para a diferença de temperatura será,

$$u_{\Delta T}^{assoc} = \left[ \left( \frac{0,25}{2} \right)^2 + \left( \frac{0,25}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 0,18[^\circ C] \quad (A.7)$$

Realizando as derivadas na Eq. A.1, a expressão geral para avaliação do erro combinado para a taxa de energia

$$u_C = \left[ \left( C_{p_{aguarefri}} \Delta T u_{m_{aguarefri}}^{assoc} \right)^2 + \left( m_{aguarefri} C_{p_{aguarefri}} u_{\Delta T}^{assoc} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (A.8)$$

onde  $C_{p_{aguarefri}} [kJ/kgK]$  é a capacidade térmica, que pode ser obtida através do software EES,  $\Delta T$  é a diferença de temperatura obtida pelas leituras através do software de aquisição de dados e  $m_{aguarefri} [kg/s]$  é a vazão mássica transformada através da leitura da vazão volumétrica pelo rotâmetro.

Finalmente, para a incerteza expandida, tem-se que

$$Uq = ku_c \quad (\text{A.9})$$

onde  $k$  é o coeficiente de Student. Para um grau de liberdade infinito e 95% de confiabilidade, tem-se que  $k=2$ .

## A.2 INCERTEZAS PARA FLUXO DE CALOR ATRAVÉS DO SISTEMA DE COLETA DE CONDENSADO

Para a avaliação das incertezas referentes ao uso da Eq. 4.4, o termo de vazão mássica de condensador, devido sua forma de obtenção, deve-se considerar que

$$\dot{m}_{\text{condensado}} = \frac{M}{t} \quad (\text{A.11})$$

onde  $M$  [kg] é a massa obtida pela pesagem e  $t$  [s] é o tempo registrado através do uso do cronômetro. Desta forma, considerando o valor de  $h_v$  constante, a incerteza padrão combinada é estimada através da expressão

$$u_c(\text{Eq.4.4}) = \left[ \left( \frac{\partial Q}{\partial M} u_{\text{massa}}^{\text{assoc}} \right)^2 + \left( \frac{\partial Q}{\partial t} u_{\text{tempo}}^{\text{assoc}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{A.12})$$

onde  $u_{\text{tempo}}^{\text{assoc}}$  e  $u_{\text{massa}}^{\text{assoc}}$  são as incertezas associadas para o tempo e para a massa.

Para a massa, a incerteza do catálogo, considerando uma distribuição retangular e um intervalo de confiança de 68%, tem-se que:

$$u_{\text{massa}}^{\text{assoc}} = \frac{0,0001}{\sqrt{3}} = 0,00057[\text{kg}] \quad (\text{A.13})$$

Para o tempo, após realizar todos os experimentos foi constatado que o desvio padrão associado às medidas do tempo era de aproximadamente 2 s, desta forma

$$u_{\text{tempo}}^{\text{assoc}} = 2[\text{s}] \quad (\text{A.14})$$

Assim, a incerteza padrão combinada para a taxa de energia através da coleta do condensado é calculada através

$$u_c(Eq.4.4) = \left[ \left( \frac{h_{lv}}{t} u_{massa}^{assoc} \right)^2 + \left( M h_{lv} u_{tempo}^{assoc} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (A.15)$$

Neste caso, também considerando grau de liberdade infinito e 95% de confiabilidade, a incerteza padrão expandida

$$Uq = k u_c \quad (A.16)$$