UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia
Campus de Bauru

TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA NA EVAPORAÇÃO DO CALDO DE CANA EM TROCADORES DE CALOR DO TIPO PELÍCULA LÍQUIDA DESCENDENTE

Afonso Garcia da Silveira Neto

BAURU
2003

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia
Campus de Bauru

TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA NA EVAPORAÇÃO DO CALDO DE CANA EM TROCADORES DE CALOR DO TIPO PELÍCULA LÍQUIDA DESCENDENTE

AFONSO GARCIA DA SILVEIRA NETO

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia da UNESP – Campus de Bauru, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Industrial.

BAURU - SP
dezembro – 2003

Cod. Capes - 30501036 - [illegible]
Cana-de-açúcar - Propriedades físicas
(A)
Numero de chamada
Clas. T/UNESP
PHA 5589f
Tombo n.º 1.163

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia
Campus de Bauru

TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA NA EVAPORAÇÃO DO CALDO DE CANA EM TROCADORES DE CALOR DO TIPO PELÍCULA LÍQUIDA DESCENDENTE

AFONSO GARCIA DA SILVEIRA NETO

BIBLIOTECA - UNESP - CAMPUS BAURU

Orientador: Prof. Dr. Alcides Padilha

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia da UNESP – Campus de Bauru, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Industrial.

BAURU - SP
dezembro – 2003

Ficha catalográfica elaborada por
DIVISÃO TÉCNICA DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO
UNESP - Bauru

Silveira Neto, Afonso Garcia da.
Transferência de calor e massa na evaporação do caldo de cana em trocadores de calor do tipo película líquida descendente / Afonso Garcia da Silveira Neto - Bauru: [s.n.], 2003.
134 f.: il.

Orientador: Alcides Padilha.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Bauru, 2003.

1. Película líquida descendente - Evaporador. 2. Falling film. 3. Cana-de-açúcar - Caldo - Evaporação. 4. Cana-de-açúcar - Caldo - Propriedades físicas. 5. Ar - Propriedades físicas. 6. Difusão convectiva de massa e energia. 7. Transformadas de Landau. I - Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Bauru. II - Título.

PÓS-GRADUAÇÃO
ENGENHARIA MECÂNICA

ATA Nº 045/2003.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE *AFONSO GARCIA DA SILVEIRA NETO*, ALUNO DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DA FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNESP – CAMPUS DE BAURU.

No dia onze de dezembro de dois mil e três, às 10 horas, no anfiteatro do prédio da Pós-graduação da Faculdade de Engenharia da UNESP, Campus de Bauru, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos Professores Doutores: Alcides Padilha do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia - UNESP – Campus de Bauru, Presidente da Banca, Luiz Fernando Milanez do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia Mecânica – UNICAMP – Campinas e Vicente Luiz Scalon do Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia – UNESP – Campus de Bauru, a fim de proceder a argüição pública da Dissertação de Mestrado do candidato ***Afonso Garcia da Silveira Neto***, intitulada "TRANSFERÊNCIA DE CALOR E MASSA NA EVAPORAÇÃO DO CALDO DE CANA EM TROCADORES DE CALOR DO TIPO PELÍCULA LÍQUIDA DESCENDENTE". O Professor Alcides Padilha, Presidente da Banca, apresentou o candidato, que dissertou sobre seu trabalho, em quarenta minutos, após, o candidato foi argüido oralmente pelos membros componentes da Comissão Examinadora no tempo regulamentar exigido. Logo após, reuniu-se a Comissão Examinadora, tendo apresentado o conceito final: **APROVADO**. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que após, lida e aprovada, será assinada pelos Senhores Membros da Comissão Examinadora. Bauru, onze de dezembro de dois mil e três. / . / . / . / . / . / . / . / . / . / . / . / . / . / . / . /

Prof. Dr. Alcides Padilha - Presidente _____

Prof. Dr. Luiz Fernando Milanez - Membro _____

Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon - Membro _____

unesp
UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
Faculdade de Engenharia - Bauru
Av.Engº Luiz Edmundo Carrijo Coube s/nº • Caixa Postal 473 • CEP 17 033-360 • Bauru • SP • Fone: 14 221 6000 e 14 221 6108 • Fax: 14 221 6104
E-mail: spg@feb.unesp.br • home page: www.feb.unesp.br/pos/fe.htm

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

a Deus,

aos meus pais, Mamédio e Geni,

aos meus irmãos, Vilma, Alberto e Anselmo,

à minha esposa Marli,

aos meus filhos André, Marina e Lívia.

Agradeço a todos que colaboraram para a realização deste trabalho, em particular:

Ao meu orientador Prof. Dr. Alcides Padilha e ao Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon pelos aconselhamentos e orientações que permitiram a superação das dificuldades surgidas em cada etapa do desenvolvimento do trabalho, de forma atenciosa, solidária e entusiasmada, fornecendo, além dos conhecimentos científicos, o estímulo necessário.

À diretoria e companheiros de trabalho da Usina da Barra S.A. – Açúcar e Álcool, em especial ao Eng. Luciano Jorge Ferreira e ao Eng. Luiz Antonio Perea pelo apoio, incentivo e compreensão.

Sumário

Lista de figuras vi

Lista de tabelas xi

Simbologia xii

Resumo xiv

Abstract xv

1 Introdução 1

1.1 O setor sucroalcooleiro na economia nacional 1

1.2 Visão tradicional do uso da energia na indústria sucroalcooleira 3

1.3 Visão atualizada do uso da energia no setor sucroalcooleiro 6

2 Revisão bibliográfica 8

2.1 Evolução histórica da evaporação e dos evaporadores de caldo 8

2.2 Influência das propriedades físico-químicas do caldo 18

2.3 Diferenças operacionais entre os evaporadores Robert e de película líquida descendente (falling film) 21

2.3.1 Formação da película 21

2.3.2 Segurança operacional 23

2.3.3 Aproveitamento da energia térmica do fluido de aquecimento 24

2.3.4 Número de 'efeitos' possíveis na evaporação 24

2.3.5 Utilização da área industrial 24

2.3.6 Tempo de retenção do produto 25

2.3.7 Limpeza do evaporador 25

2.3.8 Desempenho do evaporador de película líquida descendente na indústria açucareira, até o momento 25

2.4 Aspectos dos fenômenos da evaporação por ebulição nucleada e por transferência convectiva de massa 26

2.5 Fluxo pelicular de caldo de cana em superfícies cilíndricas verticais 27

3 Objetivos 38

4 Modelo matemático do sistema 39
4.1 Considerações iniciais sobre o modelo físico do escoamento caldo-ar 39
4.2 Propriedades físicas dos fluidos 42
4.2.1 Propriedades físicas do caldo 42
4.2.2 Propriedades físicas da mistura ar-vapor 43
4.3 Modelo matemático do escoamento do caldo 45
4.3.1 Hipóteses simplificadoras aplicadas ao escoamento do caldo 45
4.3.2 Condições de contorno aplicadas ao escoamento do caldo 46
4.3.3 Sistema de equações para a película de caldo e domínio físico regular 46
4.3.4 Aplicação das Transformadas de Landau para contornar a irregularidade do domínio físico..... 48
4.3.5 Sistema de equações para a película de caldo e domínio físico transformado 49
4.3.6 Solução numérica para o escoamento do caldo 50
4.3.6.1 Sistema geral da malha computacional 50
4.3.6.2 Sistema de equações discretizado para o escoamento do caldo 51
4.4 Modelo matemático do escoamento do ar 52
4.4.1 Hipóteses simplificadoras aplicadas ao escoamento do ar 52
4.4.2 Modelo matemático da transferência de calor do caldo para o ar 53
4.4.2.1 Determinação da temperatura e umidade do ar 53
4.4.2.2 Estudo do coeficiente de transferência de calor 54
4.4.3 Modelo matemático da transferência de massa do caldo para o ar 55
4.4.3.1 Estudo comparativo sobre o coeficiente de difusividade do vapor d'água no ar 56
4.5 Método de solução (algoritmo) 57

5 Resultados e discussões 59
5.1 Características do escoamento e propriedades do caldo 59
5.2 Características do escoamento e propriedades do ar 73
5.3 Parâmetros característicos da interface 84
5.4 Estudo da influência dos parâmetros de projeto 89
5.4.1 Variação da temperatura da parede do tubo 89
5.4.2 Variação dos parâmetros geométricos do tubo 91
5.4.3 Variação dos parâmetros estabelecidos para o ar 96

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

5.4.4 Variação dos parâmetros do caldo 102

6 Conclusões 108

7 Projetos futuros 110

8 Referências 111

Apêndice A – Determinação da equação do perfil de velocidade do caldo 116

Apêndice B – Determinação da espessura da película do caldo 121

B.1 Cálculo da velocidade média do caldo pelo método numérico 124

B.2 Cálculo da velocidade média do caldo pelo método analítico 125

B.3 Cálculo da velocidade média do caldo pela média dos últimos n passos 126

Apêndice C – Modelamento matemático do escoamento do caldo 127

C.1 Equação da energia para os pontos internos à película de caldo 128

C.1.1 Equação da energia para os pontos internos à película de caldo e domínio físico regular 128

C.1.2 Equação da energia para os pontos internos à película de caldo e domínio físico transformado 129

C.1.3 Discretização da equação da energia para os pontos internos à película de caldo 131

C.2 Equação da energia para a interface caldo-ar 133

C.2.1 Equação da energia para a interface caldo-ar e domínio físico regular . 133

C.2.2 Equação da energia para a interface caldo-ar e domínio físico transformado 133

C.2.3 Discretização da equação da energia para os pontos internos à película de caldo 134

C.3 Equação do perfil de velocidade do caldo 134

C.3.1 Equação do perfil de velocidade do caldo para o domínio físico regular 134

C.3.2 Equação do perfil de velocidade do caldo para o domínio físico transformado 134

C.3.3 Discretização da equação do perfil de velocidade do caldo 134

unesp

Lista de Figuras

Figura 1.1 - Fluxograma típico de uma indústria de açúcar e álcool 5

Figura 2.1 - Princípio de evaporação em 'múltiplo-efeito' 9

Figura 2.2 - Corte esquemático de um evaporador de tubos horizontais Howard 10

Figura 2.3 - Corte esquemático de um evaporador Robert 11

Figura 2.4 - Detalhe do sistema de circulação de caldo de um evaporador Robert 12

Figura 2.5 - Evaporador de película líquida ascendente do tipo Kestner 13

Figura 2.6 - Vista em corte de um evaporador de película líquida descendente (falling film) 14

Figura 2.7 - Configurações do evaporador de película líquida descendente (falling film) 15

Figura 2.8 - Aplicação industrial de evaporador de película líquida descendente (falling film) 16

Figura 2.9 - Evaporador a placas 17

Figura 2.10 - Sistema de fluxo dos fluidos no evaporador a placas 17

Figura 2.11 - Dispositivos de formação de película do evaporador de película líquida descendente (falling film) 22

Figura 2.12 - Calor transmitido no evaporador Robert em função do nível do caldo 23

Figura 4.1 - Desenho esquemático do escoamento do caldo e do ar 40

Figura 4.2 - Domínios físico e matemático do escoamento do caldo e do ar 48

Figura 4.3 - Sistema da malha computacional 50

Figura 4.4 - Fluxograma da programação elaborada para solução do modelo matemático proposto 58

Figura 5.1 - Perfis de temperaturas do caldo, ao longo do escoamento 60

Figura 5.2 - Variação das temperaturas da parede do tubo, de mistura do caldo, da interface caldo-ar e do ar, ao longo do escoamento 61

Figura 5.3 - Perfis de viscosidades dinâmicas do caldo, ao longo do escoamento 62

Figura 5.4 - Variação da viscosidade do caldo: de mistura, na interface e próximo à parede do tubo, ao longo do escoamento 62

Figura 5.5 - Perfis de densidades do caldo, ao longo do escoamento 63

Figura 5.6 - Variação da concentração do caldo, ao longo do escoamento 63

Figura 5.7 - Perfis de velocidades do caldo, ao longo do escoamento 64

Figura 5.8 - Variação da velocidade média do caldo, ao longo do escoamento 65

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Figura 5.9 - Variação da espessura da película do caldo, ao longo do escoamento 66

Figura 5.10 - Perfis de condutividades térmicas do caldo, ao longo do escoamento 66

Figura 5.11 - Perfis de calores específicos do caldo, ao longo do escoamento 67

Figura 5.12 - Perfis de difusividades térmicas do caldo, ao longo do escoamento 67

Figura 5.13 - Variação do número de Reynolds local do escoamento do caldo, para a interface caldo-ar, ao longo do escoamento 68

Figura 5.14 - Variação do produto da velocidade do caldo, na interface caldo-ar, pela espessura da película, ao longo do escoamento 69

Figura 5.15 - Variação da viscosidade cinemática do caldo, para a temperatura da interface caldo-ar, ao longo do escoamento 69

Figura 5.16 - Variação dos números de Prandtl do caldo e da água, para a temperatura da interface caldo – ar, ao longo do escoamento 70

Figura 5.17 - Variação do número de Nusselt do caldo, para a interface caldo – ar, ao longo do escoamento 70

Figura 5.18 - Perfis radiais de velocidades do caldo, para diversas seções transversais do tubo, a diferentes distâncias da entrada 71

Figura 5.19 - Perfis radiais de temperaturas do caldo, para diversas seções transversais do tubo, a diferentes distâncias da entrada 72

Figura 5.20 - Variação das temperaturas da interface e do ar, ao longo do escoamento . 73

Figura 5.21 - Variação das pressões de saturação e de vapor do ar, ao longo do escoamento 74

Figura 5.22 - Variação das pressões do ar úmido, ar seco e do vapor d'água, ao longo do escoamento 75

Figura 5.23 - Variação da concentração de vapor d'água no ar, ao longo do escoamento 75

Figura 5.24 - Variação da umidade relativa do ar, ao longo do escoamento 76

Figura 5.25 - Variação das viscosidades do ar úmido, ar seco e do vapor d'água, ao longo do escoamento 76

Figura 5.26 - Variação dos calores específicos do ar úmido, ar seco e do vapor d'água, ao longo do escoamento 77

Figura 5.27 - Variação das condutividades térmicas do ar úmido, ar seco e do vapor d'água, ao longo do escoamento 78

Figura 5.28 - Variação das densidades do ar úmido, ar seco e do vapor d'água, ao longo do escoamento 78

Figura 5.29 - Variação da viscosidade cinemática do ar, ao longo do escoamento 79

Figura 5.30 - Variação dos números de Prandtl do ar e úmido, ar seco e do vapor d'água, ao longo do escoamento 79

Figura 5.31 - Variação da velocidade média do ar, ao longo do escoamento 80

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Figura 5.32 - Variação do número de Reynolds local do ar, ao longo do escoamento ... 81

Figura 5.33 - Variação do número de Sherwood do ar, ao longo do escoamento 81

Figura 5.34 - Variação do número de Schmidt do ar, ao longo do escoamento 82

Figura 5.35 - Variação do coeficiente de difusividade do vapor d'água no ar, ao longo do escoamento 82

Figura 5.36 - Comparação entre os coeficientes de difusividade do vapor d'água no ar, ao longo do escoamento 83

Figura 5.37 - Variação do coeficiente de transferência convectiva de massa, ao longo do escoamento 84

Figura 5.38 - Comparação das equações recomendadas para cálculo do coeficiente de transferência convectiva de calor, na interface caldo-ar 85

Figura 5.39 - Variação da taxa de evaporação de água, ao longo do escoamento 85

Figura 5.40 - Variação da difusão de calor do caldo para o ar, ao longo do escoamento . 86

Figura 5.41 - Difusão percentual de calor através dos três mecanismos de transferência de calor do caldo para o ar, ao longo do escoamento 87

Figura 5.42 - Variação das diferenças de temperaturas do caldo e do ar, ao longo do escoamento 88

Figura 5.43 - Variação percentual das diferenças de temperaturas do caldo e do ar e de concentração do vapor d'água no ar, ao longo do escoamento 89

Figura 5.44 - Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversas temperaturas de parede do tubo 90

Figura 5.45 - Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversos comprimentos de tubo 91

Figura 5.46 - Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo, com o número de Reynolds do ar fixo 92

Figura 5.47 - Variação do número de Reynolds local do ar, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo 92

Figura 5.48 - Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo, com o número de Reynolds do ar variando proporcionalmente ao diâmetro do tubo 93

Figura 5.49 - Variação do coeficiente de transferência de massa, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo 94

Figura 5.50 - Variação da diferença de concentração de vapor d'água no ar, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo, entre as posições na interface caldo-ar e distante da mesma 94

Figura 5.51 - Variação da umidade relativa do ar, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo 95

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Figura 5.52 - Variação da temperatura da interface caldo-ar, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo 95

Figura 5.53 - Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversos números de Reynolds do ar na entrada 96

Figura 5.54 - Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada 97

Figura 5.55 - Variação da umidade relativa do ar, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada 98

Figura 5.56 - Variação da temperatura da interface caldo-ar, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada 98

Figura 5.57 - Variação da temperatura do ar na posição distante da interface caldo-ar, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada 99

Figura 5.58 - Variação da velocidade média do caldo, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada 99

Figura 5.59 - Variação do calor transmitido por convecção do caldo para o ar, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada 100

Figura 5.60 - Variação do calor transmitido do caldo para o ar, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada 100

Figura 5.61 - Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversas temperaturas do ar na entrada 101

Figura 5.62 - Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversas espessuras de filme do caldo 102

Figura 5.63 - Elevação da temperatura da interface caldo-ar, ao longo do escoamento, para diversas espessuras de filme do caldo 103

Figura 5.64 - Variação da capacidade de absorção de vapor d'água pelo ar na interface caldo-ar, ao longo do escoamento, para diversas espessuras de filme do caldo 103

Figura 5.65 - Variação da diferença de concentração de vapor d'água no ar, ao longo do escoamento, para diversas espessuras de filme do caldo, entre as posições na interface caldo-ar e distante da mesma 104

Figura 5.66 - Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversas concentrações de entrada do caldo 105

Figura 5.67 - Variação da temperatura da interface caldo-ar, ao longo do escoamento, para diversas concentrações de entrada do caldo 105

Figura 5.68 - Variação da velocidade média do caldo, ao longo do escoamento, para diversas concentrações de entrada do caldo 106

Figura 5.69 - Variação da difusividade térmica do caldo, ao longo do escoamento, para diversas concentrações de entrada do caldo 107

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Figura 5.70 - Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversas temperaturas de entrada do caldo 107

Figura A.1 - Escoamento do caldo em película descendente na presença do ar 117

Figura B.1 - Instabilidade da variação da umidade relativa do ar, ao longo do escoamento 122

Figura B.2 - Instabilidade dos perfis de velocidade do caldo, ao longo do escoamento . 122

Figura B.3 - Instabilidade dos perfis de velocidade do caldo, ao longo do escoamento, para malha computacional de N_{PR}=30 e N_{PA}= L_T/120 123

Figura B.4 - Instabilidade dos perfis de velocidade do caldo, ao longo do escoamento, para malha computacional de N_{PR}=100 e N_{PA}= L_T/500 123

Figura B.5 - Representação gráfica da forma de cálculo da velocidade média do caldo realizado pelo método numérico 124

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 - Recomendações para aplicações de evaporadores 19

Tabela 2.2 - Elevação do ponto de ebulição do caldo de cana (°C) devido à concentração e pureza 20

Tabela 5.1 - Parâmetros de projeto para o escoamento do caldo e do ar 59

Simbologia

A - Área de escoamento [m^2]

B - Concentração de sólidos dissolvidos no caldo [^{o}brix]

c - Concentração mássica do vapor d'água [kg/m^3]

c_p - Calor específico a pressão constante [J/kg.K]

d - Diâmetro da seção transversal cilíndrica do escoamento do fluido [m]

Df - Difusividade do vapor d'água no ar [m^2/s]

g - Aceleração da gravidade [m/s^2]

h_c - Coeficiente de película de transferência de calor convectivo [$W/m^2.K$]

h_{lv} - Entalpia de vaporização da água [J/kg]

h_m - Coeficiente de transferência de massa [m/s]

k - Condutividade térmica [W/m.K]

L_T - Comprimento do tubo [m]

$\dot{m}$ - Fluxo de massa [kg/s]

M - Massa molar [kg/mol]

N_{PA} - Número de pontos axiais da malha computacional

N_{PR} - Número de pontos radiais da malha computacional

Nu - Número de Nusselt

p - Pressão [kPa]

$p_{as\,e}$ - Pressão parcial do ar seco no ar, na entrada [kPa]

$p_{as\,\infty}$ - Pressão parcial do ar seco no ar, distante da interface caldo-ar [kPa]

Pr - Número de Prandtl

$p_{v\infty}$ - Pressão de vapor do ar distante da interface caldo-ar [kPa]

p_{ve} - Pressão de vapor do ar, na entrada [kPa]

$\dot{q}$ - Fluxo de calor transmitido para o ar [W]

Re - Número de Reynolds

S - Área da interface caldo – ar [m^2]

Sc - Número de Schmidt

Sh - Número de Sherwood

r - Coordenada radial no domínio físico [m]

R - Raio interno do tubo [m]

T - Temperatura [^{o}C]

v - Velocidade [m/s]

v_z - Componente da velocidade do caldo, na direção axial [m/s]

w - Umidade absoluta do ar [kg água/kg ar seco]

x - Fração molar do vapor d´água no ar úmido

z - Coordenada axial (no domínio físico ou matemático)

α - Difusividade térmica [m^2/s]

δ - Espessura da película de filme de caldo [m]

ΔT - Diferença de temperatura do ar, entre a interface caldo-ar e a posição média do escoamento do ar [^oC]

η - Coordenada radial no domínio matemático

ϕ - Umidade relativa do ar [%]

μ - Viscosidade dinâmica [kg/m.s]

υ - Viscosidade cinemática [m^2/s]

ρ - Densidade [kg/m^3]

Subscritos:

a - Ar úmido

as - Ar seco

b - Mistura

e - Entrada

CT - Centro do tubo

I - Interface

m - Média

r - Radial

s - Saturação do ar

T - Tubo

w - Parede do tubo

W - Água

v - Vapor d'água

∞ - Distante da interface

Sobrescritos:

r - Domínio físico

η - Domínio matemático

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Silveira Neto, A. G. da, Transferência de calor e massa na evaporação do caldo de cana em trocadores de calor do tipo película líquida descendente, Bauru 2003, 134 p., Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial) – Faculdade de Engenharia, Campus de Bauru, Universidade Estadual Paulista "Julio de Mesquita Filho".

Resumo

Dentre as vantagens atribuídas ao trocador de calor do tipo película líquida descendente (falling film), a indústria de alimentos em geral, e as indústrias açucareiras do Brasil em particular, estão especialmente interessadas no baixo tempo de retenção do caldo de cana a alta temperatura e na alta taxa de transferência de calor e massa, devido aos efeitos na manutenção das propriedades organolépticas do caldo e na grande quantidade de energia térmica economizada, associados aos seus sistemas de co-geração de vapor, respectivamente. No intuito de ajudar o entendimento desta operação unitária, este estudo propõe um modelo físico e matemático capaz de determinar as propriedades do caldo e os mecanismos de transporte de massa e energia relacionados ao fenômeno da evaporação, que ocorrem em uma película fina de caldo que escoa descendentemente na parede interna de um tubo de troca térmica, em regime laminar, devido à transferência de calor e difusão convectiva de massa através da interface com o ar, que flui em regime turbulento e em co-corrente com o caldo. Assim, após o equacionamento matemático do domínio físico concebido, aplicou-se as técnicas das Transformadas de Landau para contornar a irregularidade geométrica do referido domínio, resultante da diminuição da espessura da película de filme pela evaporação de água para o ar. Foi feita a discretização do sistema de equações diferenciais por meio das técnicas das Diferenças Finitas segundo Crank-Nicholson e o sistema algébrico de equações não-lineares resultante foi resolvido pelo método de Inversão Direta. O modelo permite variações de parâmetros de projeto como: temperatura de parede, diâmetro e comprimento do tubo, temperatura e vazão mássica do ar e do caldo, umidade do ar e concentração do caldo. Além disto, o estudo contempla a análise teórica do efeito das variações destes parâmetros nas propriedades dos fluidos e nos mecanismos de transferência de calor e massa, bem como em outras medidas do processo, como a espessura da película de filme.

Palavras-chave: evaporador de película líquida descendente, falling film, evaporação do caldo de cana, propriedades físicas do caldo de cana, propriedades físicas do ar, difusão convectiva de massa e energia, Transformadas de Landau.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

Abstract

Several advantages are attributed to the falling film heat exchanger but the food industry in general and the Brazilian sugar industry in particular, is specially interested in the low retention time of the process fluid at high temperature and the high rates of heat and mass transfer because their effects on keeping the organoleptics properties of the juice (color, taste, etc) and the large quantity of thermic energy associated to its steam cogeneration system, respectively. But, different from the success in the European beet sugar industry and in despite of the efforts to the utilization of this equipment, several problems reported in this application, as scale and poor evaporation rate, are demanding better explanation.

This study proposes a physical and mathematic model capable of predicting the juice properties and transport mechanisms of mass and energy related to the evaporation phenomenon that takes place in a laminar thin falling film of juice by convective diffusion of mass through a turbulent interface to the air, that is in descendent and turbulent flow along with the juice, but at a higher velocity. Then, after the mathematic equations of the physical domain are conceived, it was applied the Landau Transformation technique to overcome the geometric irregularity of the domain, resulting on the decreasing of the film thickness. The discretization of the differential equations set was done by the Finite Difference technique and the resultant non-linear algebraic equations system was solved by the Direct Inversion method. The theoretical results allow the analysis of the behavior of physical and geometric parameters related, such as water mass evaporation rate, film thickness decreasing, juice and air physical properties changes, diameter and width of the heat transfer tube, wall temperature, etc.

Key-words: falling film heat exchanger, sugar cane juice evaporation, sugar cane physical properties, air physical properties, convective diffusion of mass and energy, Landau Transformation technique.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

1 Introdução

1.1 O setor sucroalcooleiro na economia nacional

À margem dos festejos de mais um recorde da safra agrícola, o Brasil estima uma safra de 105 milhões de toneladas de grãos em 2003, a agroindústria canavieira espera colher em torno de 320 milhões de toneladas de cana de açúcar, também sua maior safra, obtidas com o plantio de cerca de 5 milhões de hectares (UNICA, 2003), em torno de 27 % dos 18,479 milhões de hectares utilizados para o plantio da soja (PORKWORLD, 2003). Além da constatação de que a produção agrícola do país é bem maior do que a sugerida pela safra de grãos e a despeito da polêmica que sempre cerca o debate deste tema, isto mostra que se trata de um importante segmento da nossa economia, responsável pela inserção do país na liderança mundial da produção, produtividade e custos de produção do setor.

Paradoxalmente, enquanto que freqüentemente associado ao passado (não raro de forma tendenciosa, sem a relativização do contexto histórico), isto não impede o setor de ter, dentre suas áreas de resultado, algumas das mais modernas e representativas para o futuro de uma nação: exportação, geração de emprego, produção de alimentos, produção de energia e preservação do meio ambiente. Em 2002 movimentou cerca de US$ 8,65 bilhões (1,6 % do PIB brasileiro) e exportou 13,37 milhões de toneladas de açúcar (cerca de 35% do mercado mundial aberto às transações internacionais) produzindo US$ 2,093 bilhões de divisas com exportação (3,47 % do total de US$ 60,362 bilhões do país), com geração de mais de 1 milhão de empregos diretos (UNICA, 2003).

Na produção de alimentos o açúcar praticamente não tem, economicamente, concorrência como fonte de carboidrato que, juntamente com a proteína e fibras, compõem a base da cadeia alimentar do ser humano. Um aspecto de grande impacto social, especialmente para os países mais pobres ou em desenvolvimento.

Do ponto de vista energético, as indústrias do setor vêm aumentando a capacidade instalada de co-geração de energia elétrica e, após atingir a auto-suficiência, vendendo o excedente para o mercado: somente em 2002 foram somados 300 MW à capacidade anterior de 110 MW, dentro de um potencial estimado pelo Ministério da Agricultura em 4.290 MW, cerca de 6 % da atual capacidade instalada do país, de 70.000 MW (RAICES e RIVERAS, 2001). Observa-se ainda que a capacidade instalada não significa necessariamente capacidade disponível pois, dada à dependência da



hidroeletricidade na matriz energética brasileira, esta é dependente do nível dos reservatórios de água dos rios. Embora a diferença entre estas capacidades possa parecer conceitual, sutil e sem importância além das fronteiras acadêmicas, o recente programa de racionamento de energia (em 2001) exemplifica suas conseqüências, já que não houve redução da capacidade instalada de geração de energia. Há ainda estudos que estimam o potencial de geração de energia excedente em 12 MW (SIQUEIRA, 2001), correspondente à capacidade (instalada) da Usina de Itaipu. Uma energia gerada nas proximidades do principal ponto de consumo e obtida a partir de uma biomassa renovável, com o pico de produção no período da seca, na época da colheita da cana, quando os reservatórios dos rios se encontram nos níveis mais baixos, pode ainda fornecer créditos de carbono (que poderão ser comercializados, após a regulamentação deste mercado, estabelecido a partir do Protocolo de Kyoto (1997), em trâmites) para as empresas do setor, com base na geração de gás carbono de uma usina termelétrica a óleo de mesma capacidade, na razão de 644 kg de gás para cada MWh produzido. Assim, além do açúcar e do álcool, a energia elétrica passa a ser um produto a cada dia mais atrativo a estas empresas que, para a majoração da parcela excedente para venda, busca o aumento da eficiência energética de seus equipamentos e processos.

Com relação ao meio ambiente, tomando todo o ciclo da cana de açúcar ao longo de 12 meses, desde o cultivo, preparo do solo, plantio, crescimento, queimada e corte, o balanço líquido de 1 hectare de cana é de 220 toneladas de oxigênio (considerando inclusive a queimada, uma prática que está sendo descontinuada, até por força da legislação). Os resíduos industriais mais importantes, resultantes do processo industrial (torta de filtro, vinhaça, fuligem das caldeiras), são reaproveitados na adubação agrícola. O uso do álcool hidratado como combustível direto para veículos ou, na forma de anidro, empregado na aditivação do óleo diesel (já realizado por alguns países europeus) e na substituição do aditivo MTBE usado na gasolina, reduz a emissão de gases poluentes para a atmosfera. Um exemplo da potencialidade do mercado mundial que se avizinha para este produto, ainda incipiente mas com boas perspectivas de fonte de divisas com exportações: somente os Estados Unidos consumiram 8,06 bilhões de litros de álcool em 2002 - para uma produção brasileira de 12,6 bilhões de litros no período, sendo 6,955 bilhões de anidro e 5,581 bilhões de hidratado (UNICA, 2003). Produzido a partir do milho, a um custo muito superior ao brasileiro, somente este consumo atual de álcool demandaria algo em torno de 93,7 milhões de tonelada de cana (29,5 % da atual safra brasileira), para uma produtividade de 86 litros de álcool anidro por tonelada de cana. Na próxima década projeta-se este consumo em 19 bilhões de litros.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

E finalmente, para uma época que se avizinha de escassez de recursos naturais, com projeções de falta de água já para a próxima década, as empresas do setor poderão contar com mais um importante diferencial disponibilizado pela natureza: a maior parte da cana de açúcar (cerca de 70 % do peso) é constituída por água.

1.2 Visão tradicional do uso da energia na indústria sucroalcooleira

Em uma usina sucroalcooleira tradicional, tipicamente voltada para a produção de açúcar e álcool, a energia tem duas aplicações básicas: na energia mecânica para o acionamento de máquinas e na energia térmica para o processamento da matéria prima para a fabricação do açúcar e álcool. Esta energia é provida pelo vapor d'água, obtido em caldeiras a partir de combustível sólido (bagaço de cana) que, após as turbinas a vapor de contrapressão que movem as máquinas de maior potência requerida (dentre as quais as usadas nas moendas e nos geradores de energia elétrica), é enviado como fonte de energia térmica para o processamento do caldo de cana.

Pode-se, desta forma, dividir o sistema de vapor em duas partes, de acordo com a sua pressão de operação: alta e baixa pressão. Estas partes são diretamente relacionadas, ou seja, o sistema de vapor é equacionado como um balanço, onde a demanda de vapor de baixa pressão pelo processo não deverá exceder a do vapor de alta pressão despendido para mover as turbinas a vapor. Caso isto ocorra, haverá adição de vapor de alta no sistema de baixa pressão, sem geração de potência motriz. Assim, uma vez estabelecido o balanço de vapor, qualquer aumento de eficiência do sistema de baixa pressão somente se justifica com um aumento correspondente do sistema de alta pressão, de igual magnitude.

Aponta-se aqui uma das mais importantes diferenças entre as duas principais indústrias sucroalcooleiras, a de beterraba e a de cana de açúcar: comparativamente à indústria açucareira da beterraba, para a extração do caldo da cana de açúcar faz-se necessário uma maior quantidade de energia mecânica (vapor de alta pressão). Isto se deve à fibra da cana que, paradoxalmente, apesar de consumir mais energia em um primeiro momento, será a responsável pelo poder calorífico do bagaço, usado como combustível. Logo, a subseqüente grande disponibilidade de vapor de escape desta indústria desestimula estudos aprofundados de aumento da eficiência energética do sistema de baixa pressão. Por este motivo, a eficiência energética do processo da indústria da beterraba é tipicamente superior à da cana, embora o custo da energia, fruto da escassez da oferta, seja superior.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

O sistema de alta pressão, tipicamente com vapor superaquecido com 2,16 MPa (22 kgf/cm^2) e 300 ^{o}C compreende os equipamentos envolvidos na geração e distribuição de vapor e turbinas a vapor, de grandes dimensões e baixa flexibilidade operacional. A busca por aumento de eficiência das caldeiras consiste em cuidados operacionais básicos (umidade do bagaço, controle da combustão da caldeira, vedação da fornalha, temperatura de entrada de ar/água na caldeira, isolamento térmico, etc) e em investimentos, como o uso de tubos tangentes na parede d'água. Nas turbinas a vapor, cita-se o uso de multi-válvulas na admissão de vapor. No sistema de distribuição de vapor, o controle das perdas por vazamentos e o isolamento térmico.

Do outro lado do referido balanço de vapor, no qual o presente estudo se insere, encontra-se o vapor de baixa pressão. Praticamente a totalidade do vapor de escape das turbinas a vapor é enviada para a etapa de evaporação do caldo onde, por meio de um mecanismo a ser descrito adiante, haverá o aproveitamento de parte do vapor proveniente da água evaporada do próprio caldo, denominado vapor vegetal, para outras etapas do processo como o aquecimento do caldo, cozimento do açúcar e destilação do álcool. Uma análise global da entalpia e das propriedades do vapor d'água demonstra que, a despeito da menor pressão e temperatura, a maior parte da energia é utilizada neste sistema, na forma de calor latente. Como medidas de aumento de eficiência relaciona-se: aproveitamento do vapor vegetal, redução de perdas por vazamento e falta de isolamento térmico, aproveitamento de condensado, controle da diluição excessiva do caldo (por água da embebição das moendas, lavagem dos filtros rotativos, lavagem das telas das centrífugas, etc). A figura 1.1 apresenta um fluxograma típico de uma indústria de açúcar e álcool.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

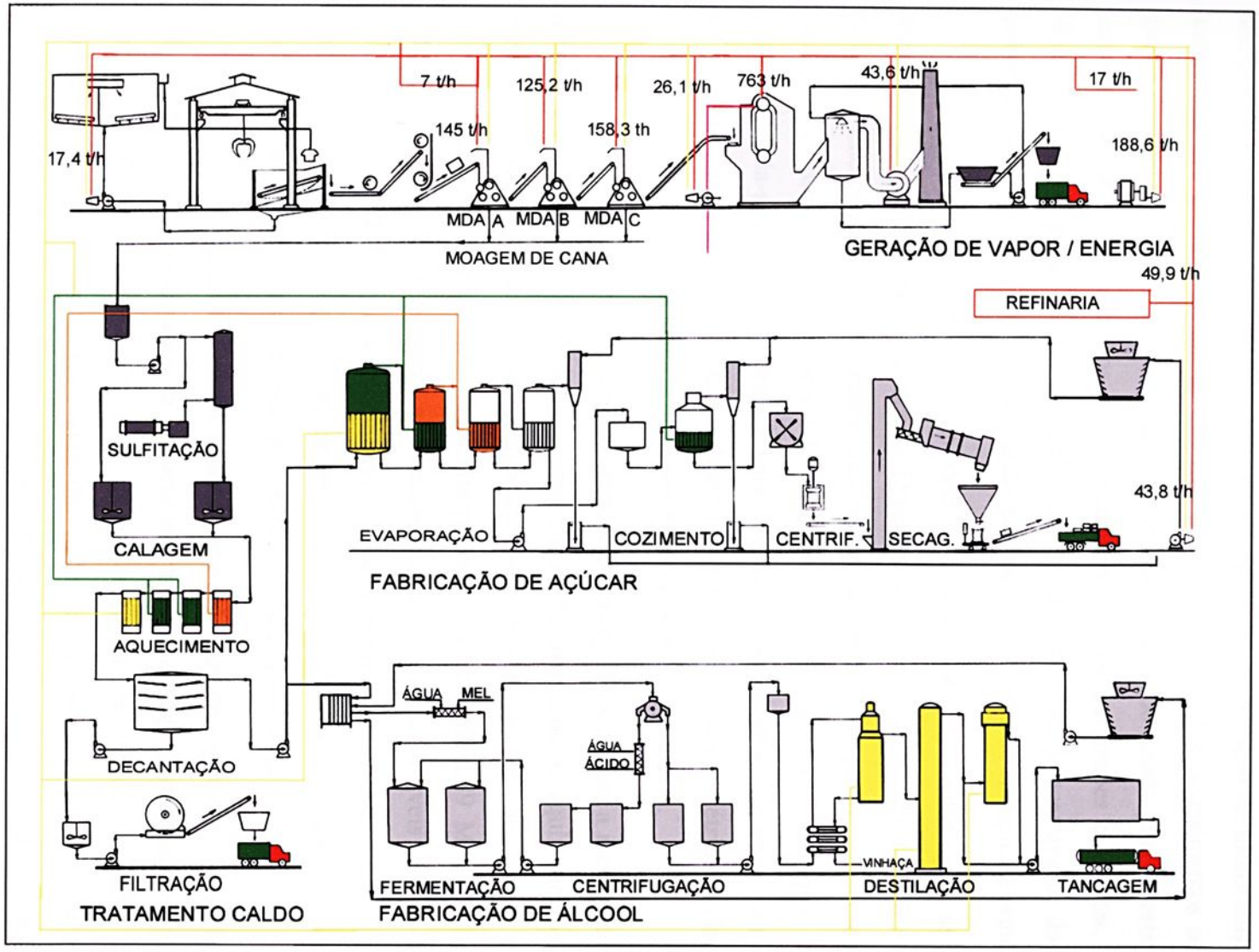


Figura 1.1 – Fluxograma típico de uma indústria de açúcar e álcool

1.3 Visão atualizada do uso da energia no setor sucroalcooleiro

Duas décadas depois do lançamento do Proálcool, feito em meados da década de 70, uma nova revolução acontece no setor sucroalcooleiro, desta vez associado ao modelo energético brasileiro, fruto do esgotamento do potencial de geração de hidroeletricidade do centro-sul, das grandes distâncias dos rios mais próximos e dos investimentos necessários para a geração e distribuição de energia, da descapitalização do Estado para investir na infra-estrutura do país, dentre outros. Ironicamente, ainda que por razões diferentes, o Estado desempenhou um papel central em ambos acontecimentos: como incentivador do setor, na primeira oportunidade, e por falta de gestão adequada do sistema de energia, na segunda.

O fato resultante é que além do açúcar e álcool, o setor agora se torna um fornecedor de energia para o mercado. Diversas usinas estão alterando a razão social para "Central Energética". Estas transformações ainda estão em curso e redesenhando o fluxograma apresentado na figura 1.1, no que diz respeito ao fluxo de vapor: em novos projetos estuda-se o uso de turbinas a vapor de condensação/extração apenas para a geração de energia, ficando o acionamento das demais máquinas para motores elétricos ou hidráulicos. Com o mínimo possível de sangria de vapor de extração para o processo.

Do lado do potencial de geração de energia das usinas, a recente capacitação técnica dos fornecedores nacionais e o conseqüente barateamento de equipamentos de maior pressão de operação (e maior eficiência) praticamente estabeleceu um novo padrão de pressão e temperatura do vapor do sistema de alta pressão, em torno de 5,89 MPa (60 kgf/cm^2) e 450 ^{o}C, respectivamente e, com o aproveitamento de outros combustíveis além do bagaço de cana, (como a palha da cana e o biogás, obtido a partir da biodigestão dos efluentes da fabricação de álcool), o potencial de geração de energia por tonelada de cana dá um verdadeiro salto. Aumenta o interesse pela eliminação das queimadas.

A abordagem anterior sobre a separação dos dois sistemas de vapor ainda se aplica e facilita o entendimento do impacto que as transformações causaram na indústria: a introdução de turbinas a vapor mais eficientes (como as de condensação, até então praticamente ausente das usinas), uma das ações em curso para aumento da eficiência energética, causa impacto na abundância de vapor de escape. E a mesma correlação existente entre os dois sistemas de vapor, que tradicionalmente desestimulava investimentos no aumento da eficiência do sistema de baixa pressão, passa a ser o fator determinante para isto.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

Como fato ilustrativo da possibilidade da economia de vapor de processo cita-se que, enquanto a indústria açucareira da beterraba tem um consumo específico da ordem de 200 kg de vapor por tonelada de beterraba, o consumo da indústria da cana de açúcar é de cerca de 500 kg de vapor por tonelada de cana (HUGOT, 1986) que, com a otimização do consumo, pode se situar na ordem de 280 a 300 kg de vapor por tonelada de cana (CASTRO, 2001). Isto demonstra que a maximização da geração de energia excedente para venda passa, necessariamente, pelo aumento da eficiência do sistema de baixa pressão de vapor e configura-se como um novo paradigma de manejo de energia para o setor canavieiro.

E, atendendo aos crescentes apelos para o cuidado com o meio ambiente, dado o caráter irreversível da energia térmica, aponta-se ainda mais uma importante contribuição ecológica, pois o aumento da eficiência energética representará uma diminuição no descarte de lixo térmico para a atmosfera. Assim, embora fora do escopo deste trabalho, não se pode furtar o registro de pesar pelos descaminhos e abandono com que este assunto, especialmente, foi até muito recentemente tratado pelos órgãos governamentais que mantiveram o monopólio do sistema energético brasileiro: a poluição térmica gerada no período não deixou rastros, mas com certeza provocou seus efeitos.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

2 Revisão bibliográfica

2.1 Evolução histórica da evaporação e dos evaporadores de caldo

Após ser extraído da cana-de-açúcar o caldo pode ser definido, à guisa de introdução, como uma mistura de água, açúcares dissolvidos e impurezas, que são eliminadas na etapa da decantação do caldo. Assim, ao entrar na evaporação, constitui-se numa mistura de água e açúcares dissolvidos, da qual será removida cerca de 75 % da massa, a água, pelo aporte de uma considerável quantidade de energia.

Baseando-se no princípio físico de que a temperatura de saturação do caldo diminui com a diminuição da pressão a que é submetida, a idéia dos pioneiros que se dedicaram ao estudo da evaporação, na busca de economia de energia, foi a de reaproveitar o vapor d'água liberado na evaporação do próprio caldo que, a partir da introdução de evaporadores fechados, passou a ser possível de ser manuseado.

Assim descobriu-se que, pela interligação dos evaporadores em série (denominados 'efeitos'), em grupos compostos por 3 até 5 unidades, e com a criação de vácuo no último deles, ocorre um gradiente de pressão (e temperatura), decrescente no sentido do fluxo, permitindo que o vapor saturado, gerado pelo próprio caldo em um 'efeito', esteja a uma temperatura superior à de saturação do mesmo caldo que, no 'efeito' subseqüente, se encontra a uma pressão inferior. A figura 2.1 exemplifica este processo, mostrando um conjunto de três 'efeitos' (também chamado de 'triplo-efeito').

Quanto maior o número de 'efeitos', melhor é o aproveitamento da energia na evaporação. Isto também beneficia a remoção do vapor resultante do último 'efeito' pelo sistema de vácuo, realizado por meio de condensação (já que o vapor se encontra a uma pressão menor que a atmosférica), e gera um menor volume de água residual.

Embora Degrand, por volta de 1834, na França, também tenha utilizado o vácuo em uma instalação composta por dois evaporadores interligados em série, como um 'duplo-efeito' (PERK, 1973), o desenvolvimento desta operação unitária é atribuído a Norbert Rillieux - americano de descendência francesa - por volta de 1830, na Louisiana. A importância da evaporação por 'múltiplo-efeito' é considerado o progresso mais importante e marcante de toda a história da fabricação de açúcar (HUGOT, 1986) e em abril de 2002 foi reconhecida pela Sociedade de Químicos Americanos (American Chemical Society), a maior sociedade científica do mundo, como 'marco da história da química americana'. (GINSBERG, 2002).

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

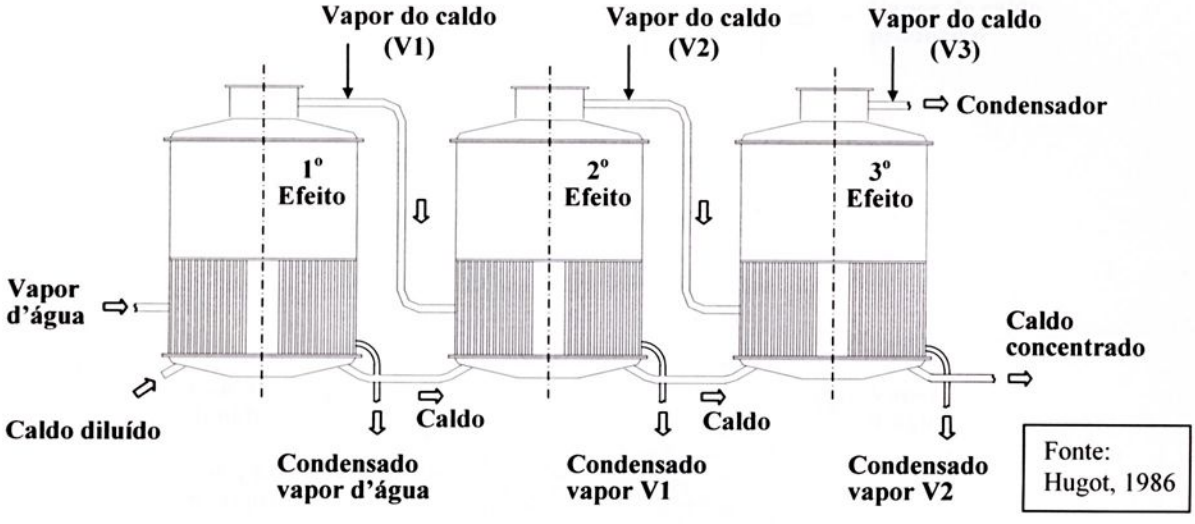


Figura 2.1 – Princípio de evaporação em 'múltiplo-efeito'

Este princípio se aplica independentemente do tipo construtivo do evaporador utilizado, sendo que uma tecnologia originada no setor é hoje universalmente empregada em inúmeros outros segmentos: na própria indústria de alimentos (para outros produtos como suco de laranja), nas indústrias químicas, no tratamento de efluentes, etc.

Nas usinas de açúcar de cana usa-se o vapor d'água de escape das turbinas a vapor de contrapressão como fluido de aquecimento, no primeiro 'efeito'. A partir deste, aproveita-se o próprio vapor desprendido pelo caldo, chamado de vapor vegetal, para os 'efeitos' subseqüentes. Rillieux também estabeleceu que a economia global de energia de uma usina é majorada se, nas demais etapas do processo que necessitam de energia térmica (como o aquecimento do caldo, o cozimento do açúcar, a destilação do álcool, etc), for usada uma sangria de parte do vapor vegetal gerado nos dois primeiros 'efeitos' (principalmente), no lugar do vapor de escape das turbinas a vapor. Desta forma o processo de evaporação do caldo passou a ser entendido como uma estação de geração de vapor de baixa pressão, e por isso continua sendo fundamental para o balanço energético de uma moderna "central energética sucroalcooleira".

Os atuais equipamentos de aquecimento a vapor são oriundos de grandes recipientes abertos, submetidos à ação direta do fogo. A substituição pelo equipamento de troca indireta de calor (usando o vapor como fluido de aquecimento), mostrado na figura 2.2, foi realizada por Charles Edward Howard, na Inglaterra, em 1812 (PERK, 1973).

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

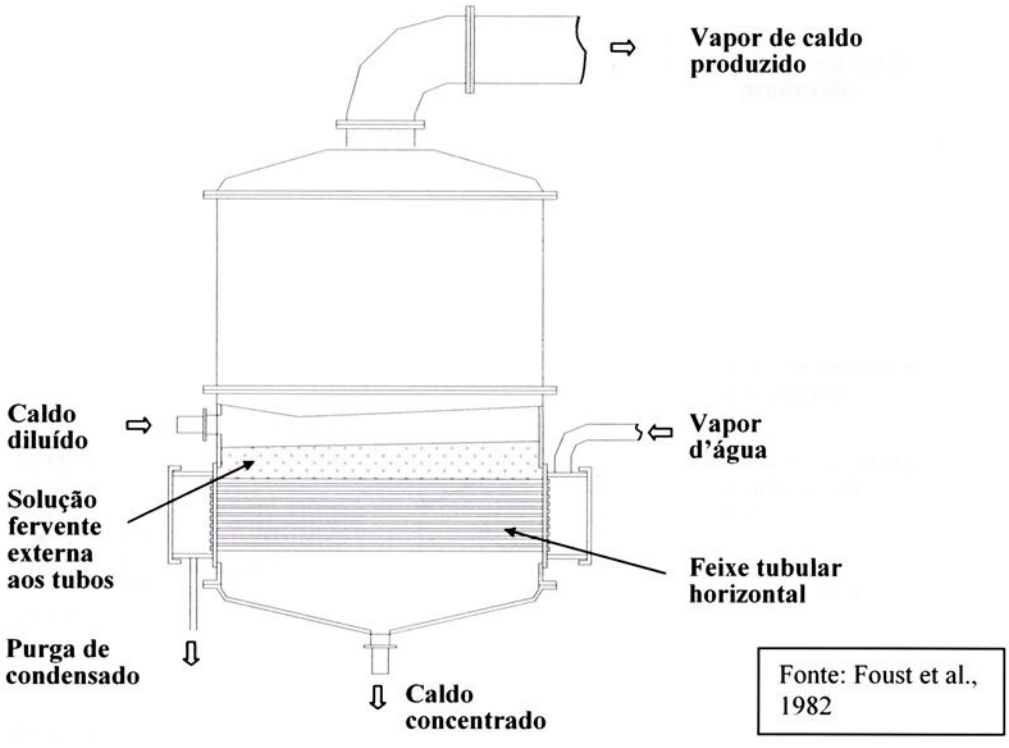


Figura 2.2 – Corte Esquemático de um evaporador de tubos horizontais Howard

Compunha-se de uma caixa quadrada com um feixe tubular para troca de calor (calandria) em sua parte inferior, na posição horizontal. Adicionalmente, embora este conceito ainda hoje se aplique para outros equipamentos como cozedores a vácuo contínuos, por exemplo, este é o único dos modelos de evaporador usados na indústria em que o vapor passa por dentro dos tubos da zona de transferência de calor: o contato do caldo do lado externo dos tubos de aquecimento provocou uma grande incidência de incrustações, de difícil remoção, com impacto negativo na taxa de transferência de calor. Para isto também contribuiu a baixa velocidade de circulação do caldo, externamente aos tubos.

Embora tenha sido empregado ao longo de algumas décadas, diversas melhorias foram sendo gradativamente introduzidas até chegar a um modelo muito próximo do atualmente empregado, mostrado na figura 2.3, onde se observa que o caldo já passa no interior dos tubos e o vapor por fora. Nestes primeiros modelos, a alimentação do caldo ainda se fazia por uma tubulação acima do feixe tubular, com os tubos da calandria sendo afogados pelo caldo, conforme mostrado nas figuras 2.2 e 2.3, com prejuízo na troca de calor. Depois, com alteração do circuito do caldo no seu interior, a alimentação passou a ser feita pelo fundo do evaporador, permitindo a manutenção de um nível suficiente para cobrir apenas parcialmente a altura do tubo, melhorando a troca térmica.

unesp

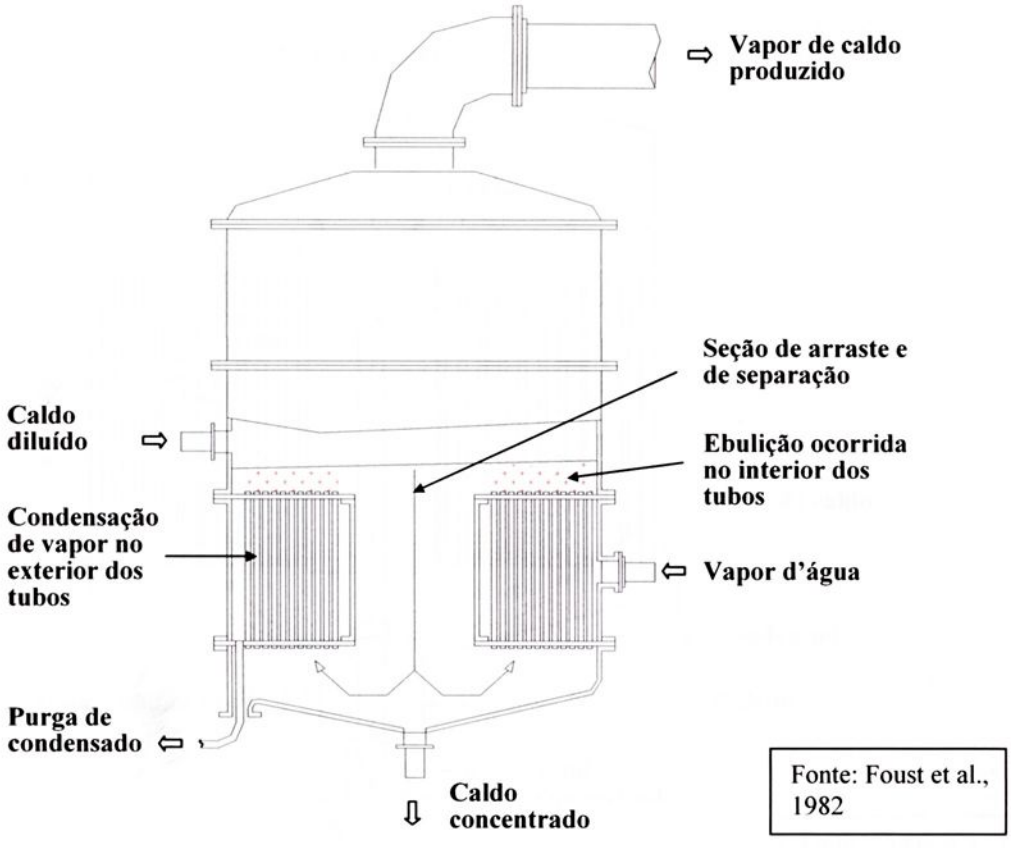


Figura 2.3 – Corte Esquemático de um evaporador Robert

Apesar de algumas outras contribuições, como as de Degrand, por volta de 1824 - na introdução de lunetas para permitir a visualização do interior do evaporador em funcionamento - atribui-se a um engenheiro austríaco, de nome Robert, o seu desenvolvimento, daí o fato de ser conhecido como evaporador Robert. A figura 2.4 mostra a versão atualizada do sistema de circulação do caldo, conhecida como circulação Chapman, deste que se tornou o principal equipamento utilizado nesta operação unitária, ainda hoje o de maior base instalada nas usinas brasileiras: o caldo entra pela parte inferior do evaporador, movimenta-se no sentido ascendente por dentro dos tubos da calandria de torça térmica e flui, através do vertedor de saída, para o corpo seguinte.

Após isto, Kestner, um engenheiro francês, desenvolveu um evaporador com tubos de grande comprimento que apresentou maiores coeficientes de troca de calor e foi muito utilizado na indústria de açúcar da beterraba. Não houve grande adesão na indústria da cana do Brasil atribuído, pela literatura consultada, dentre outras razões, à necessidade de mudanças dos prédios industriais, dada sua maior altura.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

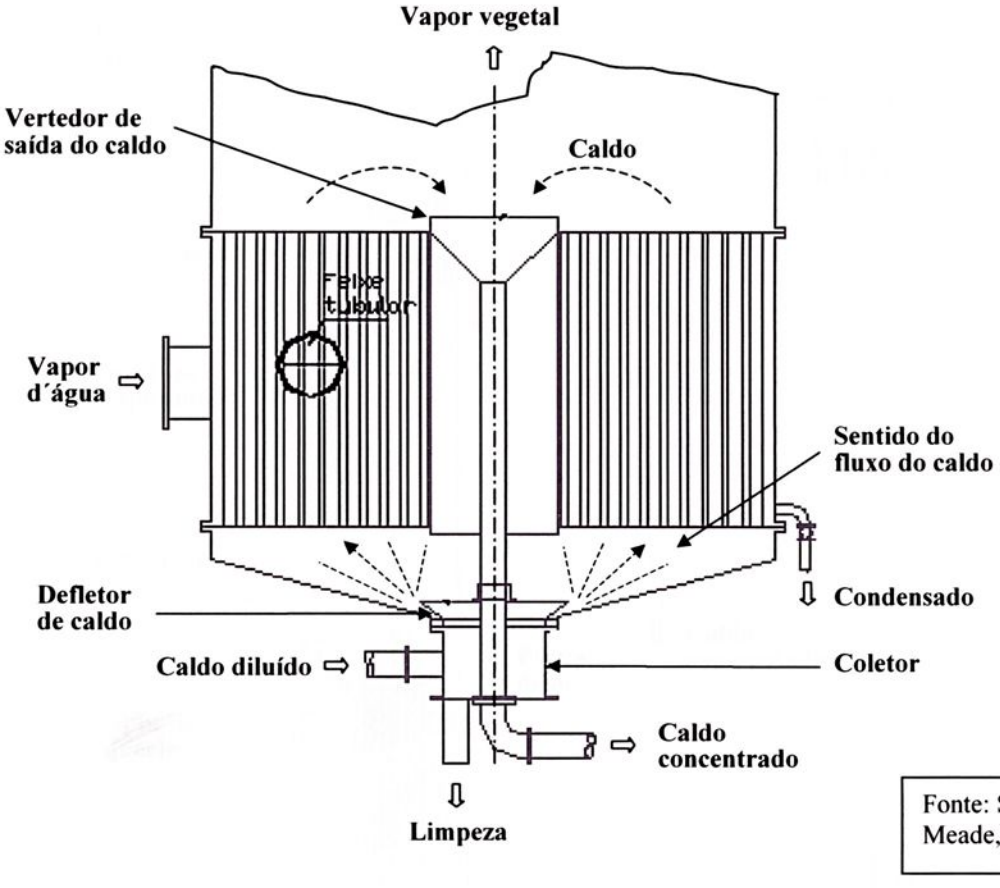


Figura 2.4 – Detalhe do sistema de circulação de caldo de um evaporador Robert

Atribui-se parte da melhoria na transmissão de calor do evaporador Kestner à maior eficiência na remoção dos gases incondensáveis (degasagem) do lado do vapor, devido ao menor diâmetro do evaporador. Estes gases atuam como isolante térmico, prejudicando a eficiência da transferência de calor e, em sua maior parte, são oriundos do próprio caldo mas também há a presença do ar atmosférico, principalmente nos últimos 'efeitos', onde a pressão é menor que a atmosférica e facilita a penetração do ar exterior na calandria de troca térmica. A figura 2.5 mostra este tipo de evaporador.

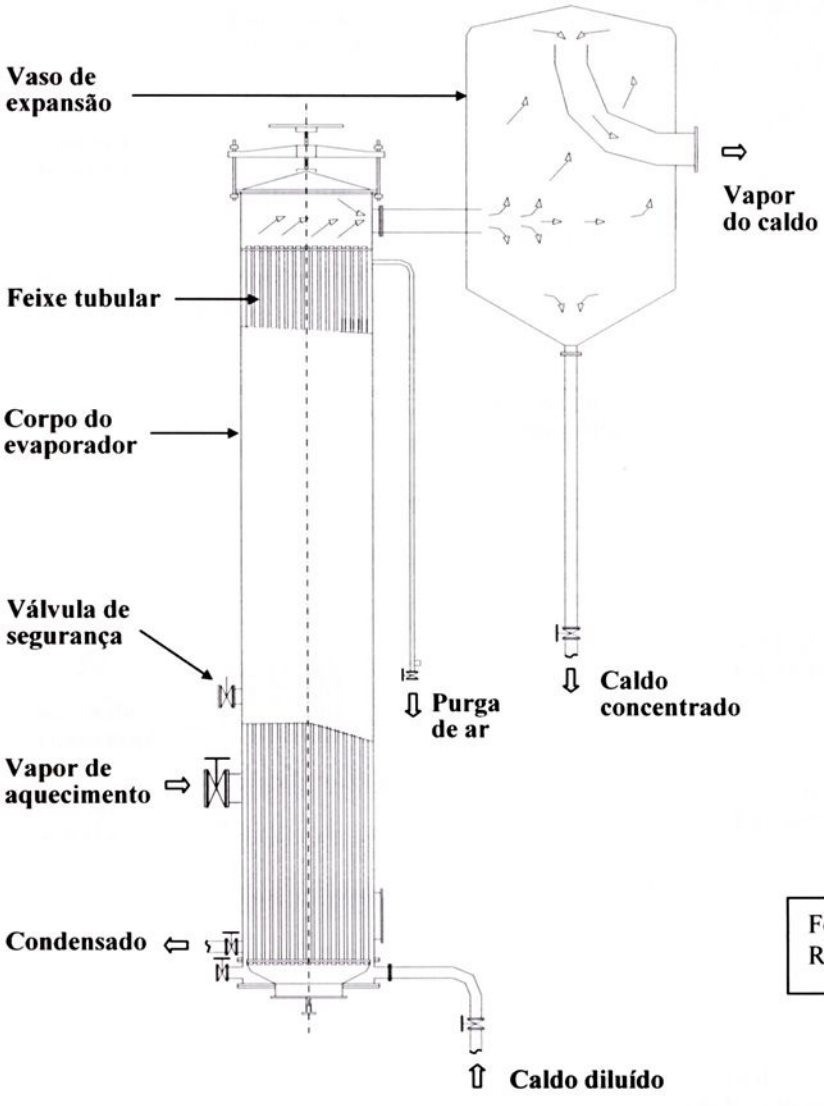


Figura 2.5 – Evaporador de película líquida ascendente do tipo Kestner

A estes modelos do tipo casco e tubo, acrescenta-se o evaporador do tipo película líquida descendente (falling film), usado a partir de meados do século XX na usina açucareira de beterraba e que, quase meio século depois, está sendo aplicado na indústria sucroalcooleira.

Na bibliografia consultada, o evaporador de película líquida descendente é citado após o Kestner o que sugere tratar-se de uma evolução deste. Apesar das semelhanças geométricas, a mudança do sentido de fluxo do caldo, descendente no evaporador de película líquida, modifica fundamentalmente o seu funcionamento. A figura 2.6 mostra uma vista em corte deste tipo de equipamento.

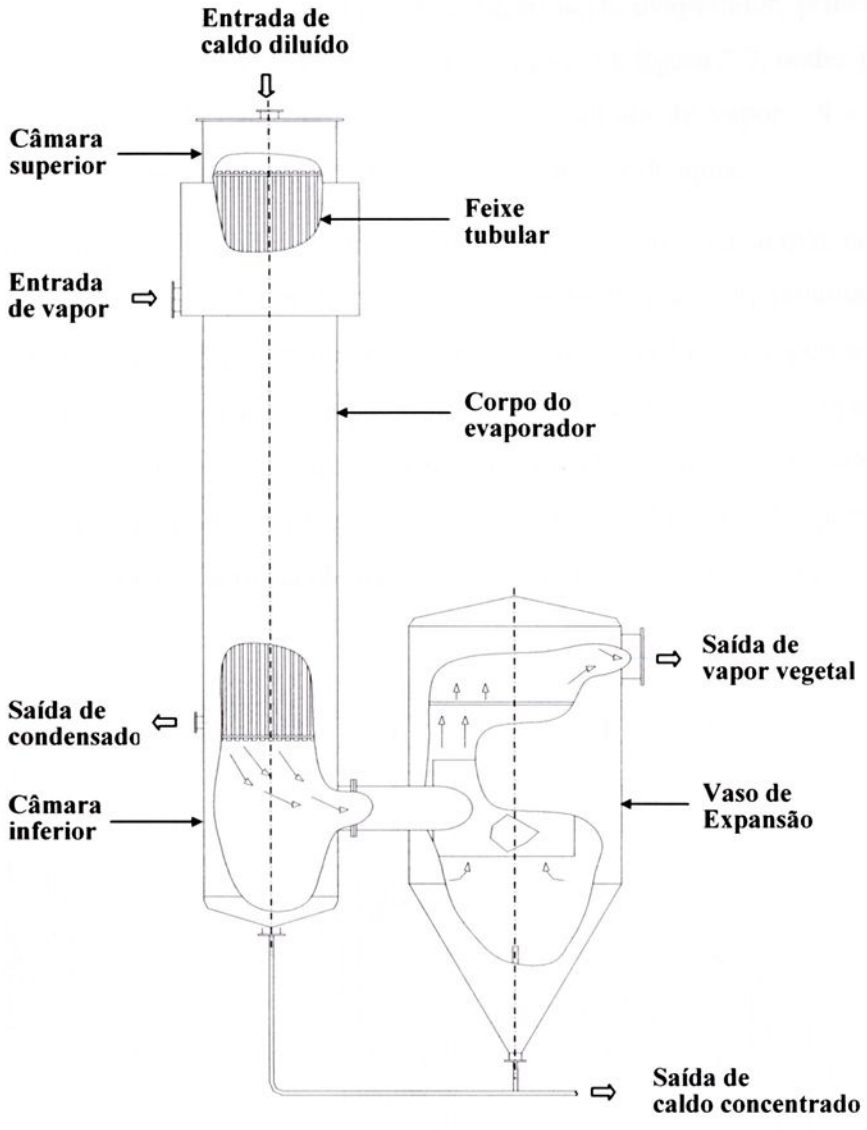


Figura 2.6 – Vista em corte de um evaporador de película líquida descendente (falling film)

Observa-se a existência de um vaso de expansão com a função de promover a separação das fases líquido-vapor, minimizando o arraste de caldo com o vapor. Este arraste é responsável por prejuízos: além da perda do fluido do processo em si, altera a composição química do vapor/condensado, aumentando sua ação corrosiva (redução da acidez) e a perda de eficiência de troca térmica (formação de gases). Isto dificulta o aproveitamento do condensado em outras operações e provoca a necessidade de se fazer um tratamento do efluente (em lagoas de estabilização ou outro).

Existem algumas variações na configuração deste evaporador, principalmente associadas à posição do vaso de expansão, conforme mostrado na figura 2.7, onde: 1- Entrada de caldo diluído, 2 – Saída de caldo concentrado, 3 – Entrada de vapor, 4 – Saída de condensado, 5 – Saída de vapor vegetal, 6 – Entrada suplementar de água.

Ainda que esta flexibilidade facilite sua instalação, observa-se que, no caso das configurações "A" e "B", a operação de limpeza mecânica, realizada manualmente, pode ser executada pela parte superior do equipamento, após a remoção da tampa superior, sem que haja contato do operador com o vapor, enquanto que, na configuração "C", o operador fica exposto ao vapor. A importância disto é que, apesar dos cuidados operacionais e dos esforços para eliminação desta operação do cotidiano industrial, substituindo-a pela limpeza química, esta ainda é responsável por inúmeros acidentes de trabalho, de grande gravidade.

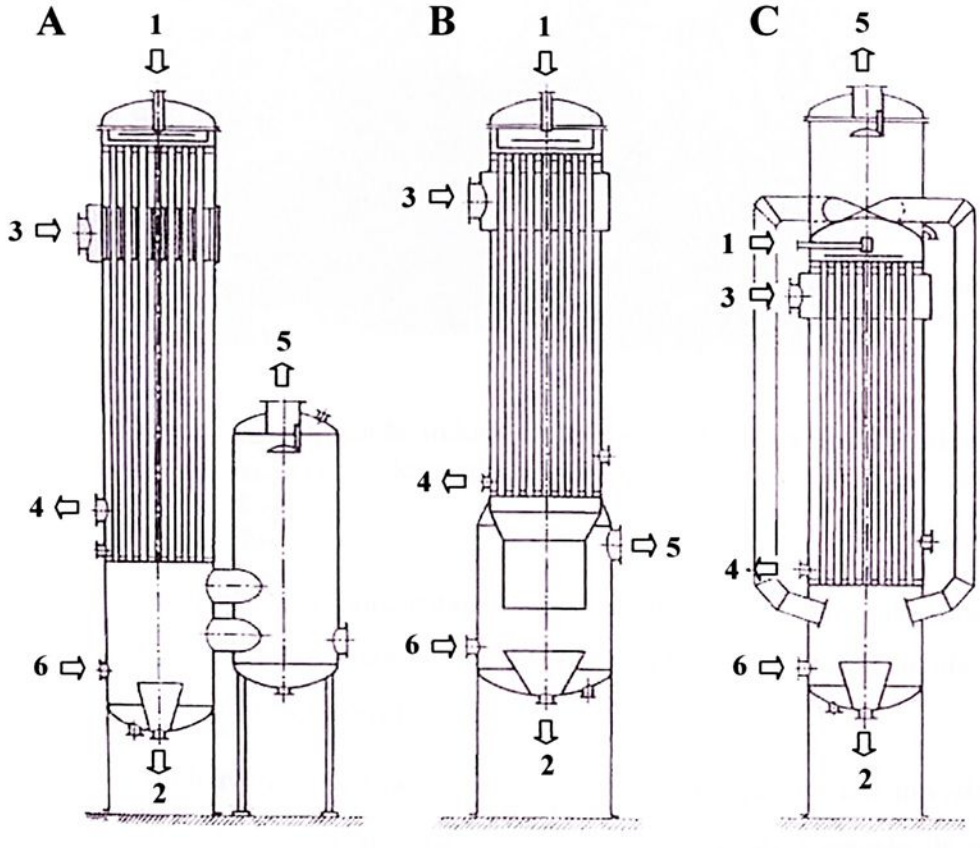


Figura 2.7 – Configurações do evaporador de película líquida descendente (falling film)

A figura 2.8 mostra um equipamento, de configuração "B", recém-instalado em uma indústria do setor.



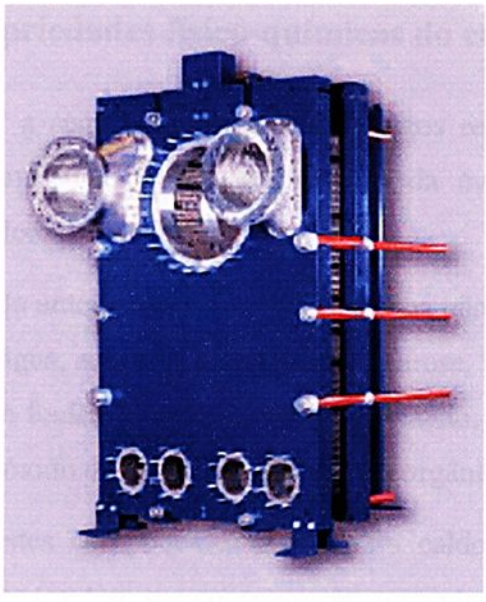
Fonte: Procknor Engenharia, 2003

Figura 2.8 – Aplicação industrial de evaporador de película líquida descendente (falling film)

Finalizando a apresentação dos equipamentos mais utilizados, cita-se o evaporador a placas, mostrado nas figuras 2.9 e 2.10 que, no momento, também está sendo avaliado por algumas unidades brasileiras.

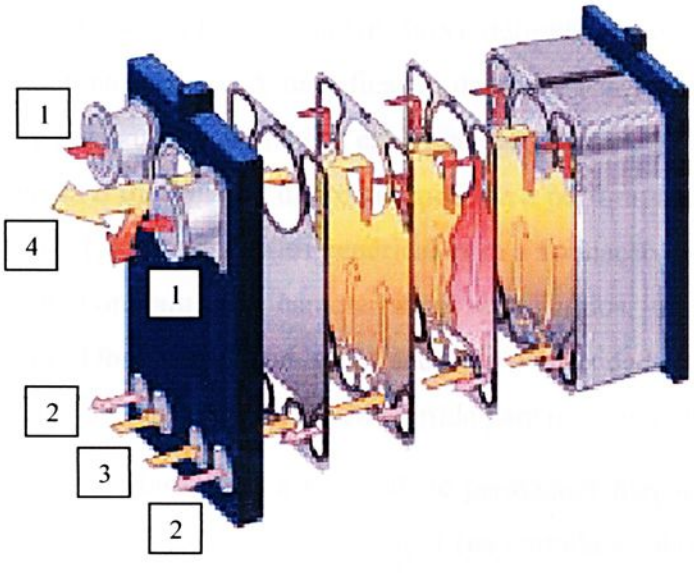
O início desta aplicação se deu com a utilização de um trocador de calor a placas tradicional, correspondente a calandria de troca térmica, acrescido de uma caixa de separação das fases líquido-vapor, tendo sido empregado o próprio corpo do evaporador Robert ou outro corpo separado, nos moldes do apresentado para o evaporador de película descendente. Atualmente consiste em um novo tipo de equipamento, com placas especiais adequadas para o fluxo dos fluidos, onde se observa o grande diâmetro do coletor de saída do caldo concentrado, dimensionado para um fluxo bifásico.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17



Fonte: Alfa Laval, 2003

Figura 2.9 – Evaporador a placas



Nomenclatura:

1. Entrada de vapor
2. Saída de condensado
3. Entrada de caldo diluído
4. Saída de caldo concentrado + vapor vegetal

Fonte: Alfa Laval, 2003

Figura 2.10 – Sistema de fluxo dos fluidos no evaporador a placas

Reporta-se que, apesar de ter um elevado coeficiente de troca térmica para fluidos limpos, ainda não apresenta resultados satisfatórios nesta aplicação, atribuído principalmente aos sólidos em suspensão (obstrução da passagem do fluido) e ao efeito das incrustações pois, quando estas não são adequadamente removidas pela limpeza química, a limpeza mecânica deste equipamento é uma operação trabalhosa.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

2.2 Influência das propriedades físico-químicas do caldo

Apresenta-se, a seguir, os principais aspectos referentes às propriedades do caldo, suas alterações quando submetido ao processo da evaporação, e o impacto no funcionamento dos evaporadores.

Como já citado anteriormente, o caldo de cana não é uma substância pura, mas uma mistura composta por: água, açúcares dissolvidos (sacarose, frutose, glicose, etc) e outros componentes químicos como fosfato de cálcio, sulfato de cálcio, carbonato de cálcio, silicato de cálcio, oxalato de cálcio, óxido de ferro, sílica e matéria orgânica (HONIG, 1962).

Nem todos estes componentes provém do caldo originalmente extraído na moenda mas são incorporados (ou têm sua concentração aumentada) nas etapas posteriores do tratamento físico-químico, como a calagem, sulfitação e decantação, principalmente, e têm estreita relação com a qualidade dos insumos industriais aí utilizados.

A grandeza tomada como referência para monitoramento da evaporação é a concentração do caldo (medida em ^{o}brix), definida como a porcentagem, em peso, dos sólidos dissolvidos na mistura. A modificação da concentração, que se dá com a remoção da água, promove importantes alterações em outras propriedades físico-químicas, como a viscosidade, e influencia o mecanismo de troca térmica e a performance do evaporador. Parker apresenta, na tabela 2.1, recomendações genéricas para a aplicação dos principais tipos de evaporadores, de acordo com algumas características dos fluidos, onde a influência da viscosidade se evidencia. Observa-se que a unidade da viscosidade está anotada conforme citada na referência (cP), ou seja, não foi convertida para o Sistema Internacional.

Mas, como a viscosidade permanece menor que 100 cP para a faixa típica de concentração do caldo de 15 e 65 ^{o}brix (na entrada e saída da evaporação, respectivamente), todos os evaporadores da tabela 2.1 podem ser empregados, para qualquer um dos 'efeitos'.

A viscosidade do caldo, assim como outras propriedades, sofre também grande influência da pureza, (indicação, percentualmente em peso, da relação da sacarose com os demais sólidos dissolvidos) e dos sólidos em suspensão (óxidos, matéria orgânica) que, por sua vez, é função de inúmeros fatores, dentre eles: a qualidade da matéria prima (tempo de corte e tempo de queima), o tipo do solo (arenoso, argiloso), o clima, a eficiência da decantação, etc. Isto significa que esta importante propriedade é dependente da posição geográfica das unidades, dos cuidados operacionais da área agrícola, da época do ano em que

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

se dá a colheita, dentre outros, dificultando o seu equacionamento. Desta forma, no modelo matemático proposto neste trabalho, todas as propriedades do caldo foram definidas para uma mistura binária de água e sacarose dissolvida, ou seja, para uma pureza de 100 %.

Tabela 2.1 – Recomendações para aplicações de evaporadores

Espécie de funcionamento	Tipo de Evaporador	Condições de Alimentação[1]						Produto sensível ao calor	Tempo de retenção[2]
		Viscosidade			Formando		Com incrustações ou perda de eficiência	Com sólidos em suspensão	
		alta: acima de 2.000 cP	média: 100 a 1000 cP	baixa (água) 100 cP max.	espuma	cristais			
Com recirculação	Calandria: tubo vertical curto	■	■	■	■	■	■	■	Não	168,00
	Circulação forçada	■	■	■	■	■	■	▒	Sim	41,60
	Filme descendente		▒	■	■				Não[3]	-
	Circul. natural (termo-sifão)		▒	■	■	■			Não[4]	-
Passagem única	Filme agitado: vert. ou horiz.	■	■	■	■	■	■	■	Sim	1,00
	Tubular - tubo comprido:									
	Filme descendente		▒	■	■				Sim	-
	Filme ascendente		▒	■	■	■		▒	Sim	-
Passagem única[5]	Concentrador: asc./descend.	▒	■	■	■	■	■	■	Sim	0,45
	a Placa: com / sem recirculação	▒	■	■	■				Sim	-

■ Aplicável nas condições indicadas ▒ Aplicável na parte inferior da gama indicada

Notas:
1. As viscosidades são à temperatura de funcionamento
2. Baseado no evaporador de filme agitado
3. Requer arranjo especial para separar o arrastado, no caso de líquido espumosos
4. Pode-se usar em casos especiais
5. Tipo especial

Embora não tenha sido encontrado, na bibliografia consultada, uma referência precisa sobre o comportamento newtoniano do caldo, observa-se que sua viscosidade, na concentração empregada neste estudo, situa-se na faixa de baixa viscosidade apontada na tabela 2.1, onde o fluido é comparado à água. Adicionalmente anota-se que, no cotidiano da indústria, também não há necessidade de cuidados especiais para o seu manuseio, como o bombeamento, nestas condições. Isto permitiu, para os propósitos deste estudo, considerar o caldo como um fluido newtoniano.

A elevação do ponto de ebulição, conforme mostrado na tabela 2.2, também é função da concentração e pureza do caldo. Para o caso de ebulição nucleada, isto significa que nem toda energia disponível para a etapa de evaporação, tomada pela diferença entálpica entre o vapor de escape que aquece o primeiro 'efeito' e vapor vegetal que sai do último 'efeito',

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

será utilizado para a evaporação do caldo, considerado nas suas condições de entrada: parte desta energia será consumida no aquecimento do caldo até o novo ponto de ebulição, que é modificado pelo aumento de sua concentração. Ressalta-se contudo que este fenômeno não interfere no mecanismo de evaporação por absorção de massa por diferença de concentração, objeto deste estudo.

Tabela 2.2 – Elevação do ponto de ebulição do caldo de cana (°C) devido à concentração e a pureza

Concentração do caldo (°brix)	Pureza						
	100	90	80	70	60	50	40
10	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2
15	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4
20	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,5	0,6
25	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
30	0,6	0,7	0,7	0,8	1,0	1,1	1,2
35	0,8	0,9	1,0	1,1	1,3	1,4	1,6
40	1,0	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1
45	1,4	1,5	1,8	2,0	2,2	2,4	2,7
50	1,8	1,9	2,2	2,5	2,8	3,1	3,4
55	2,3	2,5	2,8	3,1	3,5	3,9	4,3
60	3,0	3,2	3,6	4,0	4,4	4,9	5,4
65	3,8	4,1	4,5	4,9	5,5	6,0	6,5
70	5,1	5,5	6,0	6,5	7,1	7,7	8,3
75	7,0	7,5	8,0	8,6	9,4	10,1	10,8
80	9,4	10,0	10,5	11,3	12,3	13,1	14,1
85	13,0	13,7	14,4	15,3	16,4	17,4	19,1
90	19,6	20,5	21,2	22,4	23,7	25,3	
94	30,5						

Fonte: Hugot, 1986

A composição química da mistura também se altera com a evaporação pois a concentração dos seus componentes pode ultrapassar o respectivo ponto de ebulição, com a conseqüente precipitação. Como exemplo cita-se a precipitação do sulfato de cálcio, principalmente nos últimos 'efeitos'. Este material é o que comumente causa a incrustação nos equipamentos, reduzindo a taxa de transferência de calor e provocando paradas do evaporador para limpeza.

Finalmente, quando exposto por longo tempo a altas temperaturas, o caldo apresenta dois efeitos indesejados para a fabricação do açúcar: o aumento de cor e a decomposição da sacarose em outros tipos de açúcares que não cristalizam, como a glicose e a

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

frutose – um processo conhecido por inversão química da sacarose. Por isso busca-se minimizar o tempo de retenção do caldo dentro dos evaporadores, principalmente no primeiro 'efeito', onde a temperatura é maior (em torno dos 112 °C). Estes efeitos ainda são intensificados para baixos valores de pH, o que justifica a adição de cal, no tratamento físico químico do caldo nas etapas que antecedem a evaporação, para correção do pH para valores em torno de 7.

2.3 Diferenças operacionais entre os evaporadores Robert e de película líquida descendente (falling film)

Apesar das semelhanças construtivas e do princípio de funcionamento de ambos fundamentar-se na formação de uma película vertical de fluido na superfície interna de um tubo de troca térmica, enquanto o fluido de aquecimento circula externamente a este, a mudança do sentido de fluxo traz importantes diferenças, a saber:

2.3.1 Formação da película

Tomados os cuidados necessários na especificação do evaporador, com as devidas considerações sobre o fluido de processo, a espessura da película passa a ser um dos mais importantes parâmetros operacionais para a sua performance. Esta deve ser a mínima possível para maximização da taxa de transferência de calor e, ao mesmo tempo, evitar o secamento da superfície de troca térmica ou a ultrapassagem do ponto de ebulição do açúcar, pois isto resultaria em graves conseqüências para o fluido (aumento de cor, inversão química da sacarose) e para o próprio equipamento: no caso mais extremo, a cristalização e carbonização do açúcar provoca perda de eficiência e indisponibilidade do equipamento, acrescido de elevados custos de limpeza ou substituição dos tubos.

A formação da película, no evaporador de película líquida descendente, é feita por meio de dispositivos que buscam a distribuição eqüitativa do fluxo do caldo para cada tubo da calandria de vapor, conforme apresentado na figura 2.11 onde: o dispositivo (1) mostra uma chapa com aberturas dispostas de tal forma que o caldo, ao fluir por elas, deposita-se no espelho do feixe tubular, na região ao lado da entrada os tubos da calandria, evitando que sejam despejados diretamente nos tubos; o dispositivo (2) mostra os tubos da calandria providos de pequenos vertedores; o dispositivo (3) mostra tampões diminuindo a área de passagem de caldo, na entrada do tubo; o dispositivo (4) mostra a alimentação de caldo por meio de bico aspersor.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

Para o caldo de cana este local é apontado como um dos pontos de maior incidência de incrustação, o que prejudica sensivelmente o desempenho do conjunto. Uma das opções atualmente em teste é a distribuição do caldo por meio de bicos aspersores, conforme se observa na opção 4 da referida figura 2.11.

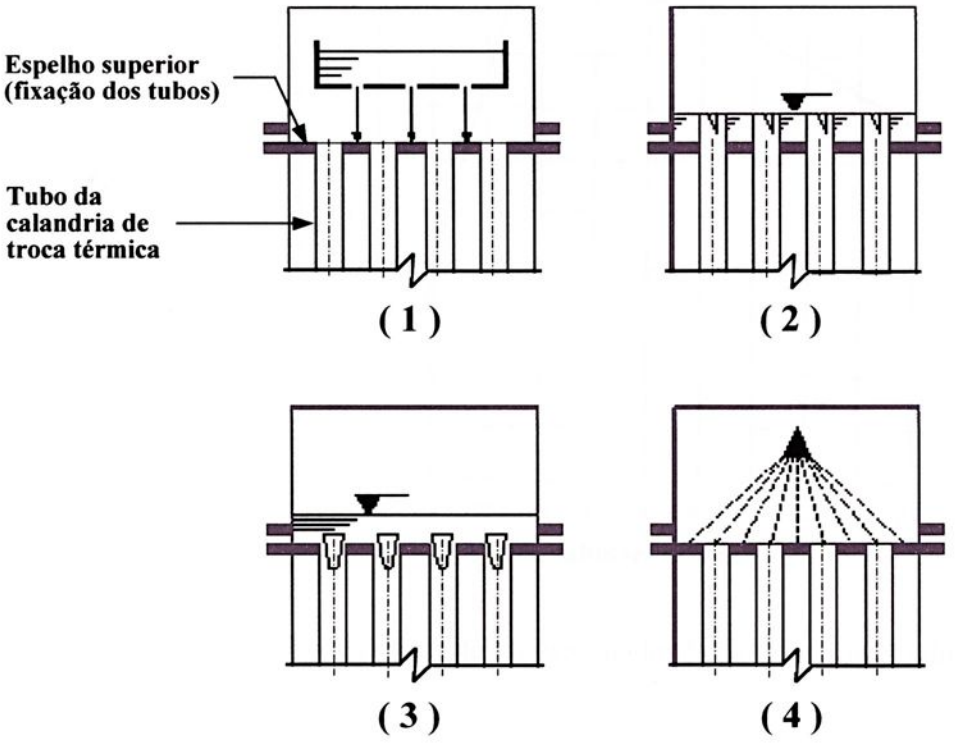


Figura 2.11 - Dispositivos de formação de película do evaporador de película líquida descendente (falling film)

No evaporador Robert o tubo da calandria trabalha parcialmente afogado e a película é formada no sentido ascendente (rising film), por meio do "molhamento" da parede interna do tubo pelo fluido arrastado pelas bolhas de vapor que se formam no líquido, que se encontra na parte inferior do tubo. Kerr (citado por TROMPE, 1946) investigou a taxa de transferência de calor e estabeleceu que esta é máxima quando o nível do caldo atinge cerca de 30 % da altura do tubo. A figura 2.12 apresenta os resultados de sua investigação. Observa-se que a transmissão de calor de calor é 33 % menor para o tubo totalmente afogado, em relação ao nível de máxima eficiência.

Comparativamente aos demais evaporadores, a taxa de transferência de calor do Robert é reduzida devido a não haver formação de película, do lado do caldo, na região onde o tubo está afogado.

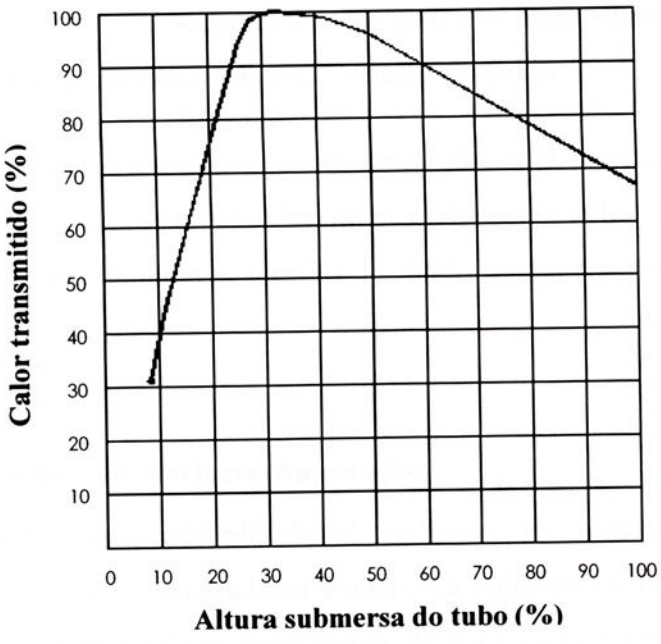


Figura 2.12 – Calor transmitido no evaporador Robert em função do nível do caldo

2.3.2 Segurança operacional

Apesar do impacto negativo na transferência de calor, no evaporador Robert a transferência de fluido de um 'efeito' para outro se faz sem a necessidade de bombeamento, o que consiste em uma importante vantagem operacional pois, no caso de interrupção momentânea do processo, o caldo remanescente dentro do tubo da calandria funciona como um "pulmão", evitando os problemas relatados anteriormente de secamento da película/cristalização do açúcar. A manutenção do nível do caldo na zona de máxima transferência de calor também se obtém facilmente, por meio de sifões e vasos comunicantes.

Já no evaporador de película líquida descendente o fluido de processo necessita ser bombeado para a parte superior da calandria e por isso, em operação, há necessidade de se garantir a continuidade do fluxo de caldo, que pode ser interrompido por falha mecânica da bomba, dentre outros. Estes riscos operacionais são minimizados com investimentos em automação, mas estão sempre presentes.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

2.3.3 Aproveitamento da energia térmica do fluido de aquecimento

Como já apontado anteriormente, a concentração do caldo provoca a elevação do ponto de ebulição que resulta em consumo de parte da energia disponível do fluido de aquecimento. No evaporador Robert a temperatura de saturação é ainda acrescida pelo efeito do aumento da pressão resultante da carga hidrostática da coluna de líquido do tubo. Para atenuar a ação deste efeito se empregam tubos de menor comprimento nos últimos 'efeitos', devido a maior densidade provocada pela concentração do caldo.

Desta forma, em que pese o consumo adicional de energia necessária para o bombeamento do caldo entre os 'efeitos' há, no evaporador de película líquida descendente, um melhor aproveitamento da energia térmica do fluido de aquecimento para o processo de evaporação.

2.3.4 Número de 'efeitos' possíveis na evaporação

Enquanto um 'múltiplo-efeito' utilizado na indústria sucroalcooleira é composto, tipicamente, por 5 evaporadores Robert, na indústria da beterraba o conjunto de evaporadores de película descendente compreende de 6 a 8 corpos. Posto que a instalação de mais 'efeitos' em série, de acordo com um dos princípios estabelecidos por Rillieux, significa economia de vapor, isto constitui-se num dos principais aspectos atribuídos à maior eficiência do sistema de baixa pressão de vapor das usinas de açúcar da beterraba.

Isto em parte se deve à maior utilização do potencial energético do fluido de aquecimento, considerando a perda hidrostática do Robert, e à maior taxa de transferência de calor atribuída ao evaporador de película descendente, permitindo seu funcionamento com um menor diferença de temperatura entre o fluido de aquecimento e o fluido de processo. De acordo com Broadfoot (2001), para o evaporador Robert, esta diferença de temperatura deverá ser entre 6 e 7 ^{o}C nos primeiros 'efeitos' e de 8 a 10 ^{o}C para os últimos 'efeitos', enquanto que, baseado na experiência das indústrias de açúcar da beterraba, para os evaporadores de película descendente (e a placas) esta diferença atinge valores tão baixos quanto 4 ^{o}C.

2.3.5 Utilização da área industrial

O diâmetro do evaporador de película descendente é menor que o Robert, para uma mesma superfície de troca de calor o que, à primeira vista, pode levar à conclusão de que

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

utiliza uma menor área industrial. Contudo a área adicional ocupada pelo vaso de expansão e pelas bombas de recirculação e retirada de caldo praticamente anula esta vantagem.

2.3.6 Tempo de retenção do produto

Pelo fato do caldo ser um fluido termo-sensível, é preocupação da indústria reduzir o tempo de contato com fontes de calor, principalmente à alta temperatura. Reporta-se que o evaporador de película descendente tem um menor tempo de retenção, o que se constitui num diferencial favorável em relação ao Robert. Principalmente para aplicação como primeiro 'efeito', devido à maior temperatura do vapor.

2.3.7 Limpeza do evaporador

Periodicamente é necessário fazer a limpeza interna dos tubos de troca térmica, para a recuperação da eficiência que se perde com a incrustação do caldo. Neste quesito a vantagem do evaporador de película descendente sobre o Robert é mais nítida pois, a um menor tempo de limpeza, acrescenta-se menores riscos de acidentes de trabalho. Isto se explica pelo fato de que, no Robert, é preciso entrar no evaporador para se efetuar esta operação, expondo o operador à alta temperatura proveniente de eventuais vazamentos das válvulas de bloqueio de vapor. Além disto há relatos (com vítimas fatais) de explosões de gases que se formam internamente, quando o procedimento de liberação do equipamento para limpeza não é adequado.

2.3.8 Desempenho do evaporador de película descendente na indústria sucroalcooleira, até o momento

O evaporador de película descendente não edita na indústria sucroalcooleira, até o momento, o mesmo desempenho referido da indústria de açúcar da beterraba. Mas, dada a urgência na busca de alternativas para o aumento da eficiência do sistema energético, muitas empresas do setor têm feito uma verdadeira aposta (já que, sem um embasamento técnico suficiente) neste tipo de equipamento. Os resultados obtidos até o momento são variáveis: existem empresas onde o desempenho é satisfatório, ao contrário de outras.

Embora boa parte das respostas possa estar nas diferenças entre as matérias primas processadas, caldo da cana de açúcar e da beterraba, existem parâmetros (diâmetro e comprimento do tubo, etc) que, uma vez equacionados, podem contribuir para a maximização do seu desempenho e precisam ser investigados.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

2.4 Aspectos dos fenômenos da evaporação por ebulição nucleada e por transferência convectiva de massa

Em relação ao fenômeno de transporte relacionado aos fluxos de massa e energia, abordados neste estudo, reporta-se que, em uma aplicação típica na indústria, a temperatura do vapor de aquecimento é superior à temperatura de saturação do caldo, à pressão correspondente. Com isto, mesmo que inicialmente na fase de líquido sub-resfriado, haverá a formação de bolhas de vapor e a evaporação se dará pelo mecanismo da ebulição nucleada.

O excesso de temperatura entre a superfície de contato com o caldo (vapor de aquecimento) e a temperatura de saturação, função da pressão a que o fluido está submetido, será o fator determinante para o mecanismo de transferência de calor. Para um pequeno excesso de temperatura, abaixo de 4 ^{o}C, haverá o aparecimento de núcleos de vapor no caldo mas as bolhas formadas na superfície de contato com o fluido de aquecimento serão condensadas dentro do fluxo do caldo e não conseguirão atingir a interface do lado do centro do tubo. Mas, para uma diferença de temperatura acima desta, as bolhas se tornam maiores e mais numerosas até atingir a superfície livre do líquido e se desprender na forma de vapor.

Nesta condição, conhecida como ebulição nucleada, a passagem das bolhas pelo filme de líquido provoca uma intensa turbulência, com o aumento correspondente do coeficiente de película e do fluxo de transferência de calor para o caldo. Este efeito é mais significativo que a turbulência provocada pelas forças cinéticas associadas à velocidade do caldo e mensuradas pelo número de Reynolds convencional.

Para um excesso de temperatura ainda maior, o processo de formação de bolhas é tão intenso que dificulta, ou até mesmo impede, o contato do fluido com a parede do tubo, diminuindo a transmissão de calor, fase conhecida como de transição. Após esta, para um diferencial incrivelmente alto para os padrões das indústrias do setor, haverá a formação de um filme de vapor entre o tubo e o líquido, restabelecendo a relação diretamente proporcional entre a transferência de calor e a temperatura, fase conhecida como ebulição com película de vapor estável.

Assim, embora este mecanismo não seja assunto deste estudo, cuidou-se de estudar a transferência convectiva de massa para temperaturas da parede do tubo abaixo da temperatura de saturação do caldo.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

2.5 Fluxo pelicular de caldo de cana em superfícies cilíndricas verticais

Apresenta-se a pesquisa bibliográfica realizada sobre o fluxo pelicular de caldo escoando em superfícies cilíndricas verticais em duas partes: uma envolvendo os trabalhos sobre a transferência de calor e massa em escoamentos de películas líquidas descendentes e outra relatando as publicações específicas sobre a determinação das propriedades do fluido (caldo de cana) bem como os resultados da aplicação do evaporador de película líquida descendente neste segmento industrial. Para a primeira parte, relaciona-se:

Ueda e Tanaka (1975), analisaram experimentalmente a velocidade, temperatura e a variação da velocidade para escoamentos descendentes de películas de líquido em um canal retangular inclinado, com o escoamento de um gás em co-corrente. O líquido consistiu em um óleo, com número de Prandtl maior que 100. Os resultados indicaram que os filmes de líquido tiveram um comportamento muito mais parecido com o escoamento laminar do que com o turbulento, mesmo para números de Reynolds acima de 6.000. Embora algumas variações da velocidade tenham sido observadas no interior do filme, atribuídas à ação da tensão de cisalhamento na interface, os perfis de velocidade obtidos para o filme se aproximaram dos esperados para o escoamento laminar.

Nakoryakov e Grigor'yeva (1980), fizeram um estudo analítico da transferência de calor e massa de um processo de absorção de um gás por um filme de líquido, escoando em regime laminar no sentido descendente em contato com uma superfície vertical, a uma temperatura constante. Consideraram a espessura do líquido constante e que o calor transferido na interface foi absorvido pelo líquido, e postularam um perfil linear de concentração da substância sendo absorvida pelo líquido, em função da temperatura.

Grossman (1983), descreveu uma análise teórica de um processo combinado de transferência de calor e massa que ocorre na absorção de um vapor em contato com um líquido que escoa por uma superfície plana inclinada. Citou a ambigüidade que freqüentemente se depara na literatura com relação à definição dos coeficientes de transferência de calor e massa (em função de números de Nusselt ou Sherwood, definidos de diferentes modos). Utilizou dois métodos de solução, analítico e teórico, com boa concordância entre os respectivos resultados. Para as condições consideradas, observou que o número de Sherwood tende assintoticamente para o valor de 3,45 e o número de Nusselt atinge o valor de 2,65, para a temperatura da parede constante.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

Lin, Chang e Yan (1988), estudaram o escoamento de uma película líquida de água pela superfície interna de um longo tubo vertical, tendo as extremidades abertas e aquecido a uma temperatura constante maior que atmosférica, em contato com o escoamento laminar de uma mistura de ar e vapor d'água pelo centro do tubo, inicialmente estacionário, dando particular atenção na investigação do impacto, na difusão mássica, da transferência de energia promovida pelo calor latente, em comparação com processos de transporte de energia pelo calor sensível. A espessura da película foi tomada tão extremamente fina que o sistema pôde ser considerado em regime estacionário, com a temperatura da interface líquido-gás constante. Foram examinados os efeitos da variação da temperatura do filme de líquido e do número de Reynolds e umidade relativa do ar. Observaram que a influência da umidade do ar, inversamente proporcional à eficiência do processo, foi mais substantiva para pequenas diferenças de temperatura entre a parede do tubo e o ar. Apontaram as limitações causadas pelas considerações feitas no modelamento matemático do problema como uma fonte para novas pesquisas.

Padilha (1990) empregou as Transformadas de Landau para contornar a irregularidade de domínio físico em problemas de mudança de fase, aplicado para a solidificação de líquidos em canais.

Palen, Wang e Chen (1994), estudaram a interação dos efeitos da transferência de massa e calor no mecanismo da ebulição nucleada, para misturas binárias, água e propileno ou etileno glicol, escoando em película descendente pela superfície interna de um tubo vertical com diâmetro externo de 50,8 mm. Apontaram que, embora o coeficiente de transferência de calor dependa, em menor grau de importância, do superaquecimento da parede do tubo e do número de Reynolds do filme do líquido, a principal influência foi a da composição da mistura. As análises dos resultados indicaram que a resistência à transferência de massa na película de líquido causou uma significativa elevação da temperatura da interface e provocou a redução da força motriz devido ao gradiente de temperatura. Medidas experimentais apontaram uma diminuição de até 80 % da eficiência do processo, quando comparado com substâncias puras, nas mesmas condições.

Yan (1994), faz um estudo numérico sobre a vaporização de um filme de água escoando no sentido descendente, em regime laminar, pela superfície interna de um canal vertical, uniformemente aquecido tendo, no centro do canal, o escoamento simultâneo de uma mistura de ar e vapor d'água, em regime turbulento, em co-corrente com o filme de água, e

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

conclui que a transferência de calor ao longo da interface líquido-gás foi dominada pela transferência do calor latente. Os resultados também mostraram que a consideração de uma espessura extremamente fina, feita por Lin et al. (1988), é inapropriada, particularmente para sistemas envolvendo grandes vazões mássicas, encontradas nas situações práticas, e que a influência dos mecanismos de transporte de quantidade de movimento e energia, presentes no filme líquido, sobre o mecanismo de transferência de calor e massa para o gás, deve ser considerada. Concluiu que as forças de empuxo devido aos gradientes de temperatura e concentração geradas pela evaporação da água no fluxo de gás aumentam a transferência de calor e massa, quando comparados com os correspondentes resultados da convecção forçada, sendo que este efeito diminui com o aumento do número de Reynolds Adicionalmente diagnosticou o aumento da eficiência do processo, com o aumento da temperatura da parede.

Yan e Soong (1995), realizaram uma investigação das características de transferência de calor e massa ao longo de uma placa inclinada, aquecida em relação a um filme de água que escoa em sentido descendente, à temperatura ambiente. Empregaram o método implícito de solução numérica por diferenças finitas para resolver o sistema de equações resultantes e os resultados ressaltaram a importância da transferência do calor latente relacionado à vaporização do filme de líquido na interface líquido-gás. Concluíram que o aumento da inclinação da placa com a horizontal, da espessura do filme na entrada ou da velocidade do gás distante da interface causaram redução da temperatura da interface.

Tsay e Lin (1995), investigaram as características da transferência de calor e massa para o fenômeno da evaporação de uma película de água escoando em regime laminar em contato com uma superfície plana vertical, submetida a um fluxo de calor uniforme, em contato com um fluxo de gás em co-corrente com o líquido. Além da solução conjunta do escoamento dos dois fluidos feita por métodos numéricos, obtiveram dados experimentais que mostraram boa concordância entre os resultados calculados numericamente. Observaram que a transferência do calor latente desempenha um papel principal no processo envolvendo a evaporação. Adicionalmente, identificaram a influência da temperatura de entrada de líquido e do fluxo de calor através da superfície, no processo. Ressaltaram que, para grandes diferenças de temperatura entre o líquido (na interface) e o gás (distante da interface) ou para grandes fluxos de calor proveniente da superfície, a ação da das forças de empuxo no escoamento do gás deveria ser considerada e a análise matemática do modelo se tornaria mais complexa.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

Patnaik e Perez-Blanco (1996), desenvolveram um estudo utilizando o processamento de imagens para o escoamento de água ou de uma solução aquosa de lítio-brometo em película fina descendente pelo interior de um tubo vertical e estabeleceram que, para o número de Reynolds variando entre 20 e 4.000 há formação de ondulações na superfície do líquido, identificado como zona de transição entre os regimes parcialmente laminar para parcialmente turbulento, identificando como regime plenamente turbulento para Reynolds maior que 4.000. Para baixos valores de Reynolds, entre 20 e 200, as forças relacionadas à tensão superficial, conseqüências dos gradientes de temperatura e concentração do líquido, são importantes para o aparecimento de ondas inerciais conhecidas como 'ondas de rolagem' que, por sua vez, aumentam significativamente os processos de transporte envolvidos, atribuído ao mecanismo da convecção.

Patnaik e Perez-Blanco (1996), investigaram o aumento da taxa de absorção de calor e massa de uma película de filme de uma solução aquosa de lítio-brometo, escoando em uma superfície vertical em regime de transição (para a faixa de Reynolds entre 20 e 1.000), por meio da ação de 'ondas de rolagem' que surgem na interface, conforme estabelecido em artigo prévio, descrito acima. Reportaram a dificuldade do equacionamento matemático da transferência simultânea de calor e massa, devido às instabilidades inerentes ao regime de transição.

Jayamaha, Wijeeysundera e Chou (1996), desenvolveram um experimento para determinar o coeficiente de transferência de calor para paredes verticais externas, sob condições atmosféricas. Citaram que a expressão mais utilizada para o cálculo deste coeficiente, fornecida por ASHRAE, foi desenvolvida para placas planas e, submetida a testes por Sparrow at al. (1981), forneceu dados superestimados em até 50 %, especialmente para altas velocidades do vento. Propuseram uma nova correlação, que acusou uma aproximação de cerca de 20 % com os dados experimentais.

Chen e Sun (1997), apresentaram um estudo experimental que investiga a correspondência da transferência de calor e massa que ocorre entre dois processos simultâneos: a absorção do vapor d'água por um filme de água salgada, que escoa no sentido descendente em uma superfície plana vertical e a evaporação de um filme de água que também escoa no sentido descendente em uma placa vertical, de mesma dimensão e material que a do primeiro processo (as duas superfícies são as faces opostas de uma mesma placa). Assim, o calor removido na interface do processo de absorção difunde-se através do filme de

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

água salgada, passa através da placa e aquece o filme de água, fornecendo a energia para a evaporação, de tal forma que a taxa de absorção é controlada pela intensidade de remoção de calor. Observaram que a vazão de água exerce uma pequena influência na performance do sistema e não foi possível constatar a co-relação entre os números de Nusselt, Prandtl e Reynolds, freqüentemente referenciados na literatura. Propuseram novas equações para a determinação da espessura da película do filme, em função do número de Reynolds.

Hughes e Bott (1998), analisam a espessura mínima necessária de película de filme, escoando descendentemente pela superfície interna ou externa de um tubo vertical, para evitar a quebra do filme, citando esta como uma das limitações do uso efetivo deste tipo de superfície em equipamentos de processo. Foi proposto um modelo capaz de estabelecer a geometria do escoamento para qualquer vazão mássica e, após, calcular a transferência de calor e massa envolvidos. Fizeram um estudo comparativo com dados experimentais obtidos com o escoamento de um filme de água desmineralizada pela superfície interna de um tubo de plástico, sendo o calor fornecido por meio da condensação de vapor na superfície externa do tubo, para uma diferença de temperatura de 0,52 ^{o}C entre a água e a parede do tubo.

He et al. (1998), analisaram a influência do efeito do empuxo em um estudo computacional composto por uma película de água escoando em regime laminar (para um número de Reynolds inferior a 452) na superfície interna de um tubo vertical uniformemente aquecido tendo, em seu interior, o escoamento turbulento (para uma faixa do número de Reynolds entre 4.600 e 13.800) de uma mistura de ar e vapor d'água, em contra-corrente com a água. Além da análise dos efeitos do empuxo que, sob certas condições afetou também o escoamento do filme de água, reportaram os efeitos da temperatura de entrada da água e a vazão mássica da mistura ar/vapor d'água sobre o processo e concluíram que, para uma alta temperatura de entrada da água, ambos os fatores foram importantes para o controle da eficiência do processo enquanto que, para baixa temperatura de entrada da água, a convecção de calor realizado pelo filme de água foi o principal mecanismo de remoção de calor da parede do tubo, em detrimento da importância da difusão de calor na mistura gasosa. Utilizou-se, deste estudo, a equação empregada pelos autores para a determinação da espessura da película, que, após testes, apresentou melhores resultados que o modelamento matemático original, conforme relatado no Apêndice B.

Alhusseini, Tuzla e Chen (1998), obtiveram medidas experimentais do coeficiente de transferência de calor para evaporação de um fluido puro (utilizaram dois

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

líquidos diferentes, água e etileno glicol, como fluido de teste), com número de Prandtl variando entre 1,73 e 46,6 e com a pressão variando dentro de uma faixa estabelecida, escoando em película fina pelo interior de um tubo vertical, aquecido externamente, e compararam com as expressões encontradas na literatura. Concluíram que estas expressões se tornam imprecisas para um número de Prandtl do líquido acima de 5 e desenvolveram novas expressões que mostraram uma boa aproximação como os dados experimentais, com um desvio de cerca de 10 %, para uma faixa do número de Reynolds que compreende ambos os regimes: de transição e turbulento.

Bourouni, Martin e Tadrist (1999), analisaram experimentalmente a transferência de calor e a evaporação em uma unidade de dessalinização de água, escoando em película fina descendente pelo interior de um tubo vertical, aquecido externamente utilizando-se energia geotérmica. Reportaram que, embora este tipo de operação seja comumente realizado por meio dos processos de destilação, osmose reversa e eletrólise, para grandes volumes de produção, o processo estudado se aplica para locais mais distantes dos centros urbanos ou onde há disponibilidade de energia geotérmica.

Yigit (1999) investigou a transferência de calor e massa em um processo de absorção de um gás por uma solução aquosa de lítio-brometo, escoando como película fina em contato com a superfície interna de um tubo vertical, empregando métodos numéricos e a discretização das variáveis segundo Crank-Nicholson, considerando o perfil de temperatura e concentração, no líquido. Concluiu que a absorção de massa recebe uma maior influência da temperatura de entrada do líquido do que da taxa de vazão.

Kang, Akisawa e Kasiwagi (2000), analisaram a transferência combinada de calor e massa em um processo de absorção de amônia em água e compararam dois modos de absorção: por película líquida descendente e por bolhas. O modo de película líquida descendente compreendeu um filme de água escoando no sentido descendente, em contato com a parede interna do canal vertical, e o vapor de amônia, escoando em contra-corrente com a água, pelo interior do canal. O modo de bolhas consistiu na injeção de vapor de amônia no líquido, a água, que ocupava todo o espaço do canal. O canal foi refrigerado externamente. Avaliaram a alteração de variáveis como a área de transferência de calor e massa e constataram que o modo de absorção por bolhas foi sempre superior ao de película líquida descendente, permitindo uma redução de área de transferência de calor e massa de cerca de 48 %, no modo de bolhas, para os mesmos resultados do modo de película líquida

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

descendente. Para o modo de película líquida descendente concluíram que a resistência à transferência de massa foi dominante no fluxo de líquido, enquanto que para o fluxo de vapor a resistência à transferência de calor (para o fluido refrigerante) e massa devem ser considerados. Adicionalmente, concluíram que a maior influência sobre a dimensão do trocador de calor (taxa de absorção) foi exercida pelo coeficiente de transferência de calor, para película líquida descendente, enquanto que, no modo bolha, pelo coeficiente de transferência de massa.

Castro, Maprelian e Ting (2001), empregaram uma técnica experimental para a detecção dos pontos de início da ebulição nucleada e da ebulição plenamente desenvolvida, para a água na fase de líquido sub-resfriado, através de transdutores de pressão, e compararam os resultados com algumas co-relações existentes na literatura. Estes fenômenos, relacionados aos processos evaporativos industriais, apresentam uma taxa de transferência de calor maior do que as dos processos predominantemente convectivos. Para que estes pontos sejam alcançados, contudo, é fundamental que a temperatura da parede na qual o fluido está em contato tenha um determinado grau de superaquecimento acima da temperatura de saturação do fluido, na pressão correspondente. Concluíram que os resultados encontrados apresentam uma boa precisão com os valores calculados, da ordem de 29 %.

Na pesquisa bibliográfica voltada para as propriedades do caldo de cana e a aplicação do evaporador de película líquida descendente no segmento industrial sucroalcooleiro, analisou-se os Proceedings dos congressos promovidos por associações técnicas, dentre elas a International Society of Sugar Cane Technologist (ISSCT). Uma das primeiras menções a este evaporador aparece em 1977, em uma das oportunidades em que o evento foi realizado no Brasil:

Omatete e Sephton (1977), descrevem um experimento realizado com o emprego de aditivos químicos (surfactante), voltados para a redução da tensão superficial do caldo, e o uso de recompressão de vapor, em evaporadores de caldo de película líquida descendente. Este processo, patenteado nos Estados Unidos em 1972, seria originalmente utilizado na dessalinização de água e resfriamento de água em plantas industriais de produção de energia e tratamento de água. A partir dos dados do experimento, apontaram um aumento do coeficiente de transferência de calor para o evaporador de película líquida descendente da ordem de 70 % e que a redução da diferença de temperatura entre o fluido de processo de

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

aquecimento permitiria a utilização de mais 'efeitos' em série. Baseados em trabalhos de outros pesquisadores, estimaram um aumento do coeficiente de transferência de calor para os evaporadores do tipo 'rising film' (película ascendente), citado como o modo normal de operação dos evaporadores nas indústrias de açúcar, na faixa entre 50 % e 200 %. Ressaltaram contudo que o estudo deveria ser entendido meramente como uma demonstração do uso da tecnologia, recomendando testes adicionais para sua validação.

Waganoff (1989), em uma abordagem sobre a possibilidade de transferência de tecnologia entre as indústrias de açúcar a partir da beterraba e da cana de açúcar, apontou o balanço de vapor na indústria como um dos mais importantes, citando a economia de energia calorífica que poderia ser obtida em todo o sistema de vapor de baixa pressão com a utilização de evaporadores de película líquida descendente trabalhando como quarto, quinto ou sexto 'efeito' de uma evaporação 'múltiplo-efeito', em série com evaporadores do tipo Robert.

Ogden, Hochgreb e Hylton (1989), em uma análise das oportunidades de aumento da eficiência energética dos processos de fabricação e da possibilidade de co-geração de energia nas indústrias de açúcar da cana de açúcar, ressaltaram que o evaporador de película líquida descendente é freqüentemente usado como um "economizador de energia" nas indústrias de açúcar da beterraba, e que o uso nas indústrias da cana de açúcar estava sendo estudado. Citaram como vantagens sobre os evaporadores Robert tradicionais: o menor tempo de retenção do caldo que possibilita o uso de vapor de maior temperatura nos primeiros efeitos da evaporação sem a formação de cor no açúcar, o maior coeficiente de transferência de calor e a possibilidade de funcionar com uma menor diferença de temperatura entre os fluidos de processo e de aquecimento, permitindo uma maior quantidade de efeitos em série em um 'múltiplo-efeito'. Observaram que, embora o mecanismo de formação de cor no açúcar pela ação da temperatura ainda estava sendo estudado, este problema não ocorreu em uma aplicação do evaporador de película líquida descendente em uma usina de cana de açúcar da Jamaica.

Morgenroth, Austmeyer e Mauch (1995), relataram uma experiência realizada na Alemanha e Inglaterra, em 1987, com a aplicação de evaporadores a placas para a indústria de açúcar da cana de açúcar, e reportaram o uso quase que exclusivo do evaporador Robert neste segmento, até o momento. Apontaram uma característica praticamente exclusiva destas indústrias que, devido à grande disponibilidade de biomassa para geração de energia, teria passado ao largo do impacto que o aumento do petróleo causou nas indústrias de todo o

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

mundo, sem necessidade de promover as melhorias possíveis no processo voltadas para a economia de energia. Mas apontaram o retorno econômico que poderia ser obtido com subprodutos a partir do bagaço de cana, dentre eles a geração de energia elétrica, se esta economia de energia fosse implementada; dentre as medidas propostas, relacionaram os benefícios possíveis com o emprego deste tipo de evaporadores.

Peacock (1995), fez uma pesquisa bibliográfica no setor sucroalcooleiro e relacionou equações para a determinação das principais propriedades físicas do caldo de cana, definido como uma mistura binária de sacarose e água, com as respectivas recomendações de aplicabilidade, como as faixas de pureza, concentração e temperatura. Estas equações foram empregadas na solução matemática deste estudo.

Schwanke (1999), abordou a introdução do evaporador de película líquida descendente na indústria de açúcar de beterraba, primeiramente como substituto de algum dos 'efeitos' da evaporação até se tornarem o padrão desta indústria. Concluiu que o mesmo processo pode acontecer na indústria do açúcar a partir da cana de açúcar já que, mais recentemente, conjuntos completos de evaporadores de película líquida descendente vem sendo instalados em fábricas novas. Enumerou diversas vantagens sobre o evaporador do tipo Robert, citado como ainda o de maior base instalada na indústria sucroalcooleira, tais como: maior eficiência energética, menor tempo de retenção do caldo a altas temperaturas, menor formação de cor no açúcar e o funcionamento com um menor diferencial de temperatura (entre o caldo e vapor de aquecimento), contribuindo para a economia de energia e o aumento da qualidade do produto.

Ramjatun, Gukhool e Seebaluck (1999), abordaram os benefícios da recente aplicação do evaporador de película líquida descendente na indústria sucroalcooleira das Ilhas Maurício, dentro do contexto de busca de economia de energia no processo de fabricação de açúcar para a geração de mais energia elétrica. Reportaram que, dado ao aumento das tarifas de energia elétrica desde a crise do petróleo da década de 70, atualmente muitas indústrias do setor estão engajadas no esforço de venda de energia excedente sendo que, após o aproveitamento das pontas e palhas da cana que antigamente permaneciam na área agrícola, estão concentrando seus esforços no uso combinado de bagaço de cana e carvão, como combustível das caldeiras a vapor. Citaram ainda que a indústria local hoje demanda cerca de 450 a 500 kg de vapor e fornece, para o sistema elétrico nacional, cerca de 20 kWh para cada tonelada de cana processada. Como cenário, referiram-se aos trabalhos de Noël (1995), que

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

aponta um consumo de vapor de 340 kg/tc, e Hugot (1986) que propõe um consumo de 350 kg/tc. Abordaram ainda, além do emprego do evaporador de película líquida descendente, outras técnicas e equipamentos, como: melhor aproveitamento de condensado, recompressão de vapor de baixa pressão, gaseificação do bagaço de cana, secagem do bagaço, aumento do fator de potência, emprego de cozedores a vácuo contínuos e a utilização caldeiras e turbinas a vapor de alta pressão e temperatura.

Wilhelmsson (1999), analisou a minimização de perda de açúcar por inversão química e de formação de cor no açúcar, em função da aplicação de evaporadores a placas em substituição ao Robert, devido ao menor tempo de retenção do caldo dentro do equipamento.

Pacheco, Cézar e Song (1999), fizeram uma análise experimental sobre a influência da concentração do soluto na performance de evaporadores, empregando como fluido de processo uma solução de açúcar, e utilizando evaporadores do tipo de filme tanto ascendente como descendente, de porte industrial, para o mecanismo da ebulição nucleada. Reportaram uma boa aproximação dos dados obtidos com as equações matemáticas disponíveis na bibliografia do setor e, da análise dos dados, observa-se que o coeficiente de transferência de calor se reduz, com o aumento da concentração da mistura.

Grant et al. (2001), reportaram os resultados experimentais oriundos da instalação de um novo evaporador a placas, identificado como 'balcke-dürr falling film plate', em uma indústria da cana de açúcar, ocorrida no México, em 1999 (na indústria da beterraba a primeira experiência ocorreu em 1992, na Alemanha) relacionando, dentre os benefícios em relação ao evaporador Robert: aumento de capacidade, menor formação de cor e perda de açúcar por inversão química, maior período de funcionamento entre paradas para limpeza. Fizeram uma retrospectiva e identificaram 4 tecnologias relativas à evaporação do caldo, assim situadas no tempo: Robert (por volta de 1820), de película líquida descendente (1967), a placas do tipo rising film (1987) e evaporador a placas do tipo película líquida descendente (1992).

Com o exposto acima, procurou-se demonstrar a importância da operação unitária da evaporação para o processo de fabricação de açúcar, que tende a se acentuar com a venda de energia elétrica excedente pelas indústrias sucroalcooleiras brasileiras pois, gerada a partir da biomassa, próximo ao mercado consumidor e no período da seca, complementa o

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

atual parque de geração de energia do país, fortemente dependente do nível dos reservatórios de água dos rios. Neste contexto, inclui-se a recente aplicação do evaporador de película líquida descendente, ainda fruto de recentes pesquisas pela comunidade científica internacional, justificando o desenvolvimento de estudos teóricos e experimentais capazes de representar o processo e o seu entendimento.

3 Objetivos

O principal objetivo deste trabalho é o de propor um estudo teórico do escoamento descendente de uma película líquida de caldo de cana, em regime laminar, em contato com a superfície interna de um tubo vertical, submetida a uma temperatura constante, tendo, no centro do tubo, uma vazão mássica de ar, em regime turbulento, escoando em co-corrente e absorvendo água e calor do caldo de cana.

Propõe-se um modelo matemático e suas condições de contorno capazes de representar o fenômeno físico da evaporação do caldo de cana, considerando as variações das suas propriedades físicas. Após o estabelecimento do modelo torna-se possível quantificar a transferência de calor e massa envolvidos no processo, durante todo o seu desenvolvimento. Observa-se que o caldo de cana é uma mistura, cuja concentração varia com o processo de evaporação da água para o ar, modificando suas propriedades e a intensidade dos transportes de calor e massa.

Finalmente investiga-se a influência da variação dos parâmetros de projeto que são estabelecidos no início do escoamento, relativos ao ar (umidade relativa, temperatura de entrada e número de Reynolds), ao caldo de cana (temperatura de entrada, espessura da película e concentração de entrada), à geometria do tubo (diâmetro e comprimento) e à temperatura da parede do tubo.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

4. Modelo matemático do sistema

4.1 Considerações iniciais sobre o modelo físico do escoamento do caldo-ar

Neste capítulo discorre-se sobre a investigação e caracterização dos fenômenos de transporte envolvidos no escoamento caldo – ar, o equacionamento matemático e a análise das hipóteses simplificadoras e condições de contorno, necessárias para a determinação das constantes de integração que surgem nas etapas intermediárias do desenvolvimento da formulação matemática, estabelecendo-se também os limites de aplicação do modelo matemático proposto.

O sistema em estudo compreende o escoamento descendente de uma película líquida de caldo de cana, em regime laminar e permanente, em contato com a superfície interna de um tubo vertical com a temperatura externa constante, igual ou maior que a temperatura do caldo. Pelo centro do tubo escoa, em co-corrente com o caldo, uma mistura de ar-vapor d'água, em regime turbulento, a uma temperatura igual ou menor que a do caldo. Estes dois escoamentos são separados por uma interface, por onde ocorre a transferência do vapor d'água e do calor, do caldo para o ar.

Para os propósitos deste estudo define-se o caldo de cana, ou simplesmente caldo, como uma mistura binária de água e sacarose cujas propriedades, funções da temperatura e da concentração de sólidos dissolvidos (sacarose), variam ao longo do escoamento e são calculadas em cada ponto com auxílio das equações fornecidas por Peacock (1995), considerando-se as faixas de aplicação da temperatura e concentração recomendadas. Não foi considerada a influência de incrustações depositadas na parede interna do tubo.

A evaporação se dá pela difusão mássica do vapor d'água do caldo para o ar devido à diferença de concentração de vapor d'água no ar, entre as posições próxima e distante da interface (distância média entre a interface e o centro do tubo), com o conseqüente aumento da saturação do ar ao longo do escoamento. Isoladamente este mecanismo cessaria o processo evaporativo mas, concomitantemente, ocorre a difusão do calor proveniente da parede do tubo, através do caldo, elevando a temperatura da interface e também do ar, através da área de contato entre eles. Assim, como a capacidade de absorção de vapor d'água pelo ar aumenta com a temperatura, o processo de evaporação tem continuidade. As equações empregadas para o cálculo das propriedades do ar, que se alteram com a absorção de vapor d'água e calor do caldo, foram desenvolvidas por Fujii et al., citados por Galetti (1995).



Nestas condições os mecanismos de transferência de calor e massa estão inter-relacionados e são diretamente proporcionais.

Admite-se que a difusão do calor através do caldo se dá por condução, no sentido radial, e por convecção, no sentido axial, arrastado pelo caldo que escoa no sentido descendente. O aquecimento do caldo provoca a redução da viscosidade e o conseqüente aumento da velocidade e da turbulência do escoamento. Em contrapartida, o aumento da concentração de sólidos dissolvidos (sacarose), decorrente da evaporação da água, causa o aumento da viscosidade. O resultado destes dois efeitos antagônicos depende dos parâmetros iniciais do sistema, tais como, temperatura (da parede, do caldo e do ar), umidade do ar, vazão mássica do caldo e do ar, concentração do caldo, etc, os quais serão simulados neste estudo.

Contudo o efeito de maior impacto na formulação matemática, provocada por este processo, é a diminuição gradativa da espessura do filme de caldo, conforme mostrado esquematicamente na figura 4.1, pois gera um domínio físico irregular para integração das equações do modelo matemático, inviabilizando uma proposta de solução analítica. Desta forma o modelo matemático foi inicialmente estabelecido para um domínio físico regular, tendo a irregularidade do domínio sido posteriormente contornada pela aplicação das técnicas das Transformadas de Landau, ainda que ao custo do aumento da não-linearidade do sistema de equações resultante.

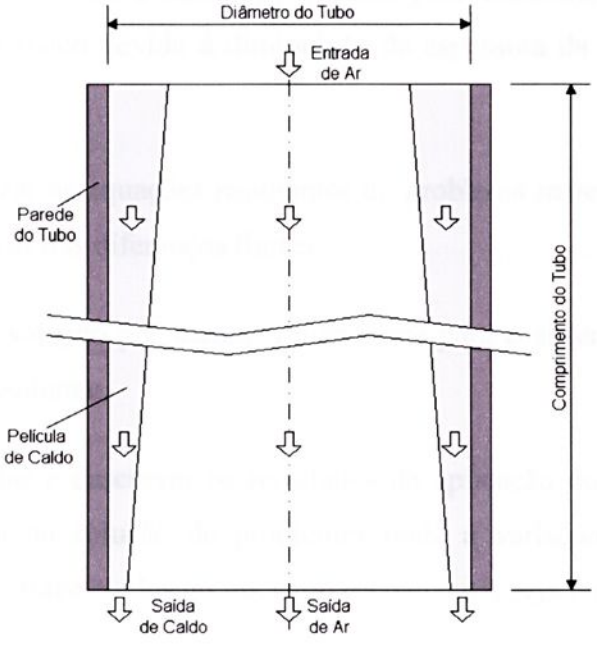


Figura 4.1 – Desenho esquemático do escoamento do caldo e do ar

Finalmente, dentre as suposições simplificadoras para a formulação do modelo matemático, desprezou-se a influência do escoamento da mistura ar-vapor d'água no escoamento do caldo, conforme demonstrado experimentalmente por He et al. (1998). Desta forma o escoamento do caldo ocorre exclusivamente pela ação da gravidade, ou seja, o cisalhamento entre eles, na interface, é desprezado, o que permite a análise separada do escoamento do caldo e do ar.

Assim, resumidamente, a metodologia aplicada consistiu nas seguintes etapas:

- Definir as expressões matemáticas capazes de determinar as propriedades físicas do caldo de cana, bem como estabelecer seus limites de aplicações,
- Definir as expressões matemáticas capazes de determinar as propriedades físicas do ar,
- Aplicar a teoria de fluxo pelicular de uma mistura escoando em superfícies verticais nas equações da continuidade, energia e da quantidade de movimento,
- Definir o equacionamento matemático da interface caldo - ar,
- Aplicar as Transformadas de Landau para contornar a irregularidade do domínio físico devido à diminuição da espessura da película do caldo de cana,
- Discretizar as equações resultantes do problema matemático, utilizando-se as técnicas das diferenças finitas,
- Obter a solução por métodos numéricos para o sistema de equações não-linear resultante,
- Interpretar e descrever os resultados da aplicação do modelo matemático proposto na solução de problemas onde a variação dos parâmetros de projeto, estabelecidos no início do escoamento, seja contemplada.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

4.2 Propriedades físicas dos fluidos

4.2.1 Propriedades físicas do caldo

As equações que definem as propriedades do caldo de cana necessárias para o modelo foram obtidas segundo Peacock (1996) e são recomendadas para determinadas faixas de pureza, temperatura e concentração, conforme especificado. A pureza indica a presença de outros componentes além de água e sacarose na mistura, tais como: sais, méis e impurezas vegetais e minerais, freqüentemente encontrados no caldo de cana e que alteram, de forma importante, algumas de suas características, como a formação de incrustações, que exerce uma importância capital para a operação unitária da evaporação. Contudo, conforme anotado nas hipóteses simplificadoras, no modelo proposto o caldo de cana foi considerado como uma mistura binária composta por água e sacarose; neste caso a pureza do caldo é 100 %, para a qual todas as fórmulas são válidas. As equações estão mostradas conforme obtidas na referência bibliográfica: observa-se que nem todas as unidades são as do Sistema Internacional.

A concentração do caldo (B) quantifica os sólidos dissolvidos que, para uma pureza de 100 %, consiste em sacarose. É indicada em graus brix.

- Calor específico (kJ/kg.K)

$$c_{p_c} = 4{,}1253 - 0{,}024804.B + 67.10^{-5}.B.T + 1{,}18691.10^{-3}.T - 9{,}271.10^{-6}.T^2 \qquad (4.1)$$

Faixa de utilização recomendada: Para temperatura entre 40 e 100 °C e concentração entre 0 e 80 °brix.

- Condutividade térmica (W/m.K)

$$k_c = 1{,}162222.10^{-3}\left(\frac{486 + 1{,}55.T - 0{,}005.T^2}{1 - 0{,}0054.B}\right) \qquad (4.2)$$

Faixa de utilização recomendada: Concentração entre 10 e 60 °brix, sem limites para a temperatura.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

- Densidade (kg/m^3)

$$\rho_c = 1000 \left[1 + \frac{B(B+200)}{54000}\right]\left[1 - 0{,}036\left(\frac{T-20}{160-T}\right)\right] \quad (4.3)$$

Faixa de utilização recomendada: Para temperatura até 100 °C , sem limites para a concentração.

- Viscosidade dinâmica (cP)

$$\mu_c = 10^{\left[22{,}64.N - 0{,}114 + \frac{(30-T)(1{,}1+43{,}1.N^{1{,}25})}{91+T}\right]} \quad (4.4)$$

sendo: N = B / (1900 – 18.B)

Faixa de utilização recomendada: solução açucarada pura (pureza de 100%), temperatura entre 10 e 80 °C e concentração entre 0 e 85 °brix.

4.2.2 Propriedades físicas da mistura ar-vapor

As propriedades do ar foram calculadas pelas equações desenvolvidas por Fujii et al. e obtidas segundo Galetti (1995) e, da mesma forma que para o caldo, também estão mostradas da mesma forma como descritas na referência bibliográfica. Assim, diferentemente das outras equações empregadas no trabalho, as propriedades do ar foram calculadas para temperaturas em graus Kelvin.

- Calor específico (J/kg.K)

$$c_{p_v} = 1{,}863.10^3 + 1{,}65.10^{-3}(T-273{,}15)^{2{,}5} + 1{,}2.10^{-18}(T-273{,}15)^{8{,}5} \quad (4.5)$$

$$c_{p_{as}} = (1 + 2{,}5.10^{-10}.T^3).10^3 \quad (4.6)$$

$$c_{p_a} = c_{p_v}(1 - w_a) + c_{p_{as}}.w_a \quad (4.7)$$

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

- Condutividade térmica (W/m.K)

$$k_v = \left[1{,}87 + 1{,}65.10^{-3}(T - 273{,}15)^{9/7} + 5{,}7.10^{-13}(T - 273{,}15)^{5{,}1} \right].10^{-2} \quad (4.8)$$

$$k_{as} = 1{,}195.10^{-3}\left(\frac{T^{1,6}}{118+T}\right) \quad (4.9)$$

$$k_a = \frac{k_v}{1 + A_{12}\left(\frac{X_v}{X_a}\right)} + \frac{k_a}{1 + A_{21}\left(\frac{X_a}{X_v}\right)} \quad (4.10)$$

onde:

$$X_a = \frac{\frac{w_a}{M_a}}{\left(\frac{1-w_a}{M_v}\right) + \frac{w_a}{M_a}} \quad (4.11)$$

$$X_v = \frac{\frac{1-w_a}{M_v}}{\left(\frac{1-w_a}{M_v}\right) + \frac{w_a}{M_a}} \quad (4.12)$$

$$A_{ij} = \frac{1}{4}\left\{1 + \left[\frac{i}{j}.\left(\frac{M_j}{M_i}\right)^{0,75}.\frac{1+\frac{S_i}{T}}{1+\frac{S_j}{T}}\right]^{0,5}\right\}^2 \frac{1+\frac{S_{ij}}{T}}{1+\frac{S_i}{T}} \quad (4.13)$$

sendo:

$S_1 = 559{,}6$;

$S_2 = 115{,}5$;

$S_{ij} = 0{,}733\sqrt{S_i . S_j}$

i = ar;

j = vapor;

- Densidade (kg/m^3)

$$\rho_a = \frac{21{,}955}{[1{,}8.(T-273{,}15)+491{,}69].\left(\frac{w_a}{M_a}+\frac{1-w_a}{M_v}\right)} \tag{4.14}$$

- Viscosidade dinâmica (kg/m.s)

$$\mu_{as} = 1{,}4888.10^{-6}.\frac{T^{1,5}}{118+T} \tag{4.15}$$

$$\mu_v = [8{,}02 + 0{,}004.(T-273{,}15)].10^{-6} \tag{4.16}$$

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{1+0{,}1727\left(1+1{,}1259\sqrt{\frac{\mu_v}{\mu_{as}}}\right)^2\frac{w_a}{1-w_a}} + \frac{\mu_{as}}{1+0{,}3520\left(1+0{,}8882\sqrt{\frac{\mu_{as}}{\mu_v}}\right)^2\frac{1-w_a}{w_a}} \tag{4.17}$$

4.3 Modelo matemático do escoamento do caldo

Dado que a direção preferencial do escoamento do caldo é a axial ao tubo, desprezou-se o movimento da água evaporada na direção radial, dentro do filme de caldo, ou seja, admitiu-se que a mesma se encontra na interface caldo-ar e vai sendo "fatiada" para o ar, sem causar perturbações no escoamento da película de caldo. As hipóteses simplificadoras para o modelo matemático do caldo são:

4.3.1 Hipóteses simplificadoras aplicadas ao escoamento do caldo:

- Domínio físico regular,
- Escoamento monofásico, laminar e permanente, sem formação de canais preferenciais de escoamento do caldo,
- Perfil de velocidade plenamente desenvolvido,
- Fluido newtoniano,

- Temperatura da parede menor que a temperatura de saturação à pressão correspondente, evitando o aparecimento de bolhas (ebulição), mesmo para o líquido sub-resfriado,
- Variação da pressão estática e dissipação de energia viscosa desprezíveis,
- Variação do fluxo de calor por condução na direção axial desprezível,
- A velocidade radial do caldo devido à evaporação da água para o ar considerada desprezível,
- Incrustações na parede interna do tubo desconsideradas,
- Gradiente de concentração de sólidos dissolvidos no caldo desconsiderado,
- Calor sensível da água evaporada para o ar, na interface, considerado desprezível.

4.3.2 Condições de contorno aplicadas no escoamento do caldo:

- Na parede do tubo a velocidade do caldo é igual a zero, ou seja, para r = 0, $v_r^r = v_z^r = 0$,
- Na parede do tubo a temperatura do caldo é igual à temperatura da própria parede, ou seja, para r = 0, $T_{c_w} = T_w$,
- Tensão de cisalhamento desprezível na interface de contato caldo – ar ($\mu_a << \mu_c$),
- O calor latente necessário à água para evaporar, na interface, é provido pelo caldo, por condução.

4.3.3 Sistema de equações para a película de caldo e domínio físico regular

- Equação da energia para os pontos internos a película:

$$v_z^r \cdot \frac{\partial T^r}{\partial z} = \alpha_c \cdot \left[\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial T^r}{\partial r} \right) \right] \tag{4.18}$$

onde $\alpha_c = \dfrac{k_c}{\rho_c \cdot c_{p_c}}$ é a difusividade térmica do caldo.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

- Equação do perfil de velocidade do caldo:

$$v_z^r = \left[\frac{R^2 - r^2}{2} + (R-\delta)^2 . \ln(r/R)\right] . \left[\frac{\rho_c . g}{2\mu_c}\right] \tag{4.19}$$

O Apêndice A mostra o equacionamento físico e matemático desenvolvido para a determinação deste perfil. Observa-se que, ao longo do escoamento, o perfil de velocidade vai sendo modificado pela ação de dois fenômenos, o aquecimento do caldo e a evaporação da água para o ar, que provocam alterações na viscosidade e densidade do caldo, bem como da espessura da película.

- Equação da espessura da película do caldo:

O Apêndice B traz um estudo sobre a determinação desta grandeza, que foi uma das principais dificuldades encontradas para a estabilização do modelo matemático. A expressão empregada no modelo foi obtida segundo He et al. (1998):

$$\delta = \left(\frac{3 . \dot{m}_c . \upsilon_c}{\pi . \rho_c . d_c . g}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{4.20}$$

- O balanço de energia na interface é representado pela equação:

$$-k_c . S_I . \left.\frac{dT}{dr}\right|_{r=r_{int}} = \dot{m}_w . h_{lv} \tag{4.21}$$

onde a área da interface é:

$$S_I = 2 . \pi . (R - \delta) . \Delta z \tag{4.22}$$

- Equação do número de Reynolds local para o escoamento do caldo, na interface:

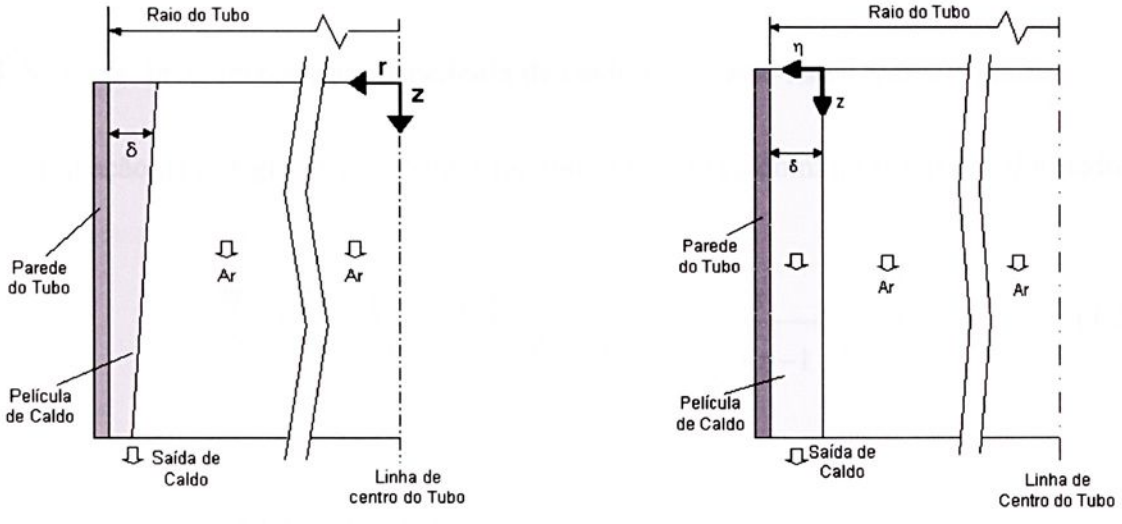
$$\mathrm{Re}_c = \frac{v_z^r . \delta}{\nu_c}, \tag{4.23}$$

O monitoramento do regime laminar do caldo foi monitorado por meio desta equação, na interface.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

4.3.4 Aplicação das Transformadas de Landau para contornar a irregularidade do domínio físico

A variação da espessura da película do caldo, ao longo do escoamento descendente, devido à evaporação da água para o ar, produz um domínio de solução irregular, dificultando a solução do sistema de equações resultante. Este problema foi contornado pela aplicação das Transformadas de Landau, de acordo com Padilha (1990), cujo efeito pode ser visualizado na figura 4.2.



(a) Domínio físico (b) Domínio matemático

Figura 4.2 – Domínios físico e matemático do escoamento do caldo e do ar

Observa-se que, enquanto no domínio físico a variação da espessura do filme se dá para $\underline{r}$ variando entre R-δ e R no domínio matemático $\underline{\eta}$ varia entre 0 e 1. Ou seja, enquanto no domínio físico a película de filme δ varia no intervalo:

$$R - \delta \leq \delta \leq R ,$$

No domínio matemático a variação de η ocorre entre:

$$0 \leq \eta \leq 1.$$

A expressão que correlaciona as grandezas δ e η, para a película, é:

$$\eta = \frac{r + \delta - R}{\delta} \tag{4.24}$$

Assim, conforme apresentado no Apêndice C, é possível transformar as equações matemáticas determinadas para um domínio físico, em função de r, para o domínio matemático, em função de η. As equações resultantes desta transformação são mostradas nas equações (4.20) e de (4.25) a (4.27).

4.3.5 Sistema de equações para a película de caldo e domínio físico transformado

- Equação da energia para os pontos internos a película e domínio físico transformado:

$$v_z^{\eta}\left[\frac{\partial T^{\eta}}{\partial z} + \frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta}.\frac{1-\eta}{\delta}.\frac{\partial \delta}{\partial z}\right] = \frac{\alpha_c}{\delta^2}\left[\frac{\partial^2 T^{\eta}}{\partial \eta^2} + \frac{1}{\frac{R}{\delta}+\eta-1}.\frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta}\right] \tag{4.25}$$

- Equação do perfil de velocidade do caldo para o domínio transformado

$$v_z^{\eta} = \left\{\frac{R^2 - [\delta(\eta-1)+R]^2}{2} + (R-\delta)^2.\ln\left[\frac{\delta(\eta-1)+R}{R}\right]\right\}.\left(\frac{\rho_c.g}{2\mu_c}\right) \tag{4.26}$$

- Equação da energia para a interface e domínio transformado

$$-2.\pi.k_c\,(R-\delta).\Delta z.\frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta} = \dot{m}_W\,.h_{lv}\,.\delta \tag{4.27}$$

- A equação da espessura da película de caldo (4.20) permanece sem alterações.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

4.3.6 Solução numérica para o escoamento do caldo

Como o sistema de equações não-linear não possui solução analítica, pois desconhece-se as funções das variáveis existentes nas equações $(\frac{\partial T}{\partial \eta}, \frac{\partial^2 T}{\partial \eta^2}, \frac{\partial T}{\partial z}, \frac{\partial \delta}{\partial z})$, implementou-se um sistema de solução numérica.

O sistema de equações foi discretizado pela técnica das Diferenças Finitas, utilizando o método de Crank-Nicholson e o sistema de equações algébricas não-linear resultante foi resolvido iterativamente. Adotou-se o método de solução explícito (método de marcha) na direção axial, enquanto que na direção radial as equações foram resolvidas implicitamente utilizando o método de Inversão Direta.

4.3.6.1 Sistema geral da malha computacional

O domínio do problema foi discretizado de acordo com a figura 4.3.

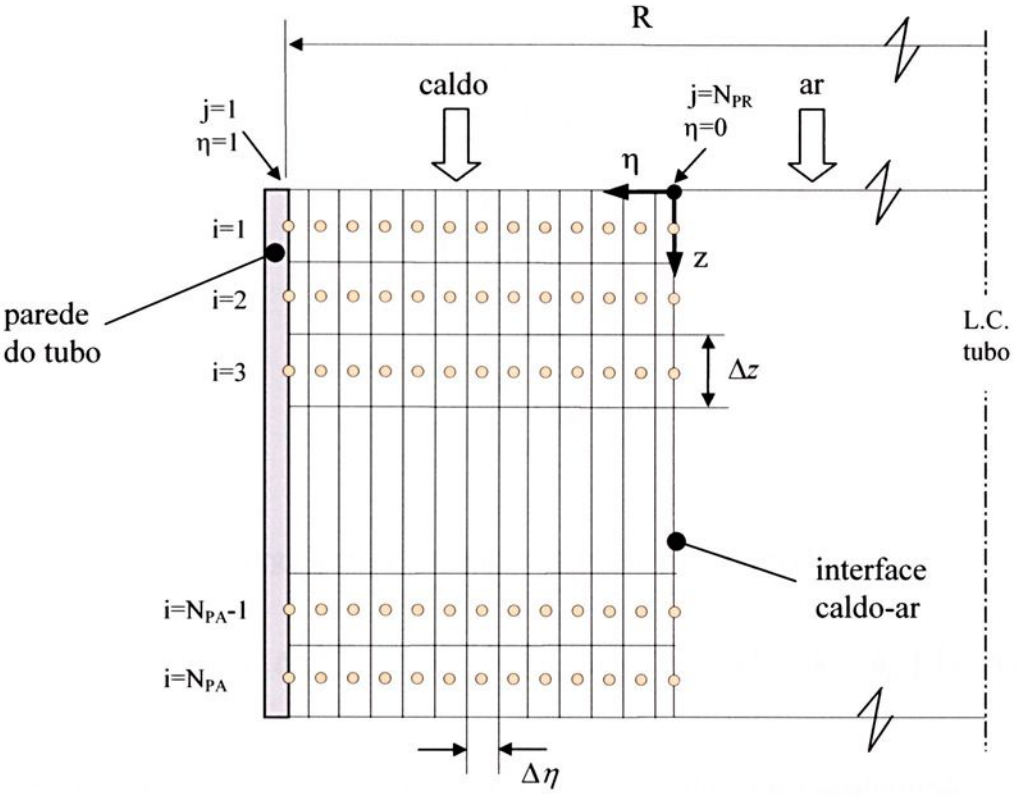


Figura 4.3: Sistema da malha computacional

Para a malha computacional, após vários testes, obteve-se 15 pontos na direção radial e, na direção axial, variável em função do comprimento do tubo, de acordo com:

$$N_{PA} = \frac{L_T}{100} \tag{4.28}$$

Os indicadores matriciais dos pontos da malha foram estabelecidos como sendo (i, j), para as linhas e colunas, respectivamente.

4.3.6.2 Sistema de equações discretizado para o escoamento do caldo

- Equação da energia para os pontos internos a película e domínio físico transformado:

$$[C_3.(C_4-1)-C_1C_2].T_{(i,j-1)}+[C_1+2C_3].T_{(i,j)}+[C_1C_2-C_3(1+C_4)].T_{(i,j+1)}=[C_1].T_{(i-1,j)} \tag{4.29}$$

onde:

$$\mathbf{C_1} = \frac{v_{z(i,j)}}{\Delta z} \tag{4.30}$$

$$\mathbf{C_2} = \frac{(1-\eta_{(j)}).(\delta_{(i)}-\delta_{(i-1)})}{2.\Delta\eta.\delta_{(i)}} \tag{4.31}$$

$$\mathbf{C_3} = \frac{\alpha_{c(i,j)}}{(\delta_{(i)}.\Delta\eta)^2} \tag{4.32}$$

$$\mathbf{C_4} = \frac{\Delta\eta}{2\left[\frac{R}{\delta_{(i)}}+\eta_{(j)}-1\right]} \tag{4.33}$$

- Equação da energia para a interface e domínio transformado

$$-k_c.(R-\delta).\Delta z.[T_{(i,j+1)}-T_{(i,j)}]=[h_c.(R-\delta).\Delta z.\Delta T_a+\dot{m}_{WE}.h_{lv}].(\delta_i.\Delta\eta) \tag{4.34}$$

- Equação do perfil de velocidade do caldo para o domínio transformado

$$v_z^{\eta}=\left[\frac{R^2-[\delta_{(i)}(\eta_{(j)}-1)+R]^2}{2}+(R-\delta_{(i)})^2.\ln\left(\frac{\delta_{(i)}(\eta_{(j)}-1)+R}{R}\right)\right].\left[\frac{\rho_c\cdot g}{2\mu_c}\right] \tag{4.35}$$

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

4.4 Modelo matemático para o escoamento do ar

A transferência de calor e água do caldo para o ar ocorre devido aos gradientes de temperatura e concentração de vapor d'água, entre a interface e o centro do tubo. Observa-se que ambos os fenômenos são influenciados pela turbulência dos fluidos. A evaporação da água do caldo provoca um aumento simultâneo da massa de ar, mas também da área de escoamento do ar ao longo do tubo, devido à diminuição da película de caldo, com efeitos opostos sobre a turbulência. O resultado destas duas componentes é um aumento da turbulência do ar, que é medida pelo número de Reynolds do ar:

$$\mathrm{Re}_a = \frac{v_a \cdot d_a}{\upsilon_a}, \tag{4.36}$$

sendo v_a [m/s] a velocidade do ar, dada por:

$$v_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a \cdot A_a} \tag{4.37}$$

Conforme hipóteses simplificadoras, desprezou-se o efeito turbulento da força de empuxo devido ao aumento do vapor d'água no ar.

4.4.1 Hipóteses simplificadoras aplicadas no escoamento do ar

- Domínio físico regular,
- Escoamento permanente e fluido newtoniano,
- Variação da pressão estática e dissipação viscosa de energia desprezíveis,
- O ar foi considerado, em cada passo, em equilíbrio termodinâmico. Com isto, na interface, a temperatura do ar foi definida como sendo igual à temperatura da caldo e a umidade relativa igual à 100 % (ar saturado),
- Definiu-se como ponto distante da interface o ponto médio entre a interface e o centro do tubo,
- De acordo com o postulado por Nakoryakov e Grigor'yeva (1980) admitiu-se um perfil linear da temperatura e concentração do ar, entre as posições na interface e no centro do tubo.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

4.4.2 Modelo matemático da transferência de calor do caldo para o ar

A transferência de calor do caldo para ar se dá por convecção, através da área da interface, e pelo calor sensível da massa de água evaporada. Ressalta-se que, embora considerado desprezível no balanço de energia na interface, o calor sensível do ar foi considerado no cálculo do aquecimento do ar. A expressão fica:

$$\dot{q} = (\dot{m}_w . c_{p_w} + h_c . S_I)\Delta T_a \tag{4.38}$$

O coeficiente de transferência de calor convectivo pode ser definido em função do número de Nusselt através da relação (BEJAN, 1996):

$$h_c = \frac{k_a . Nu_a}{2.(R-\delta)} \tag{4.39}$$

O número de Nusselt turbulento, para as propriedades do ar determinadas para concentração e temperatura de filme, foi obtido pela expressão apresentada por Bejan (1996):

$$Nu_a = 0{,}0214.(\mathrm{Re}_a^{0,8} - 100).\mathrm{Pr}_a^{0,4} \tag{4.40}$$

onde Pr_a é o número de Prandtl do ar dado por:

$$\mathrm{Pr}_a = \frac{c_{p_a} . \mu_a}{k_a} \tag{4.41}$$

4.4.2.1 Determinação da temperatura e umidade do ar

O acréscimo de temperatura do ar, a cada passo, é função da transferência de calor do caldo no passo anterior, sendo conhecida por:

$$\Delta T_a = \frac{\dot{q}}{\dot{m}_a . c_{p_a}} \tag{4.42}$$

A umidade absoluta do ar, necessária para a determinação das propriedades do ar relacionadas acima, foi determinada por:

$$w_a = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{as}} \tag{4.43}$$

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

A vazão mássica de ar seco permanece constante ao longo de todo o escoamento e pode ser definida a partir dos dados de entrada, por:

$$\dot{m}_{as} = \frac{\dot{m}_{a_e}}{1 + w_{a_e}} \tag{4.44}$$

onde w_{a_e} [kg água/kg ar seco] é a umidade absoluta do ar na entrada, definida por:

$$w_{a_e} = \frac{0{,}622 . p_{v_e}}{p_{as_e}} \tag{4.45}$$

sendo p_{v_e} [kPa] é a pressão de vapor do ar, na entrada, obtida pela equação:

$$p_{ve} = \phi_{ae} \cdot p_{s_e} \tag{4.46}$$

onde p_{se} [kPa] é a pressão de saturação do ar, nas condições de entrada, definida a partir da fórmula de Antoine (FOUST et al., 1982), para a temperatura do ar em K:

$$p_{se} = 133{,}32 .10^{\left(7{,}96681 - \frac{1668{,}21}{T_{ae}}\right)} \tag{4.47}$$

A pressão de ar seco, na entrada, é dada por:

$$p_{ase} = p_a - p_{v_e} \tag{4.48}$$

4.4.2.2 Estudo do coeficiente de transferência de calor

Para validar o equacionamento do coeficiente de transferência de calor proposto neste estudo, buscou-se estudos comparativos na literatura. Assim Jayamaha et al. (1996), citando experimentos desenvolvidos por Sparrow, indica que a relação recomendada pela ASHRAE para a estimativa do coeficiente de película, para transferência de calor para o ar, apresenta valores superestimados em até 50 %. Para ASHRAE (1989):

$$h_c = 5{,}7 + 3{,}8 . v_a \tag{4.49}$$

E para Jayamaha et al. (1996):

$$h_c = 4{,}955 + 1{,}444 . v_a \tag{4.50}$$

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

As conclusões sobre este estudo estão no capítulo dedicado aos resultados:

4.4.3 Modelo matemático da transferência de massa do caldo para o ar

O processo de transferência de massa devido à diferença de concentração, nos casos de escoamento forçado onde há envolvimento de energia de movimento e transferência de calor, se dá por difusão convectiva de massa, e é função tanto da diferença de concentração como do coeficiente de transferência de massa.

A difusão convectiva de massa de água do caldo para o ar foi calculada pela relação:

$$\dot{m}_w = h_m . S_1 . (c_1 - c_\infty) \tag{4.51}$$

O coeficiente de transferência de massa para o ar foi calculado pela relação:

$$h_m = \frac{Sh_a . Df_a}{2.(R - \delta)} \tag{4.52}$$

O número de Sherwood (BEJAN, 1996) do ar é definido como:

$$Sh_a = 0{,}564 . Sc_a^{0,5} . \mathrm{Re}_a^{0,5} \tag{4.53}$$

sendo Sc_a o número de Schmidt do ar, definido pela expressão:

$$Sc_a = \frac{\upsilon_a}{Df_a} \tag{4.54}$$

onde Df_a a difusividade do vapor d'água no ar foi determinada a partir da expressão definida por Fujii et al., citada por Galetti (1995), para a temperatura média do ar em K:

$$Df_a = 8{,}07 . 10^{-10} . T_{a_m}^{1.833} \tag{4.55}$$

A concentração mássica do vapor d'água no ar, na interface, é dada por:

$$c_1 = \frac{M_W}{M_a} . \rho_a . x_1 \tag{4.56}$$

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

A fração molar do vapor d'água no ar na interface é:

$$x_1 = \frac{p_{s_1}}{p_a} \tag{4.57}$$

De forma análoga ao equacionamento da interface, a concentração mássica do vapor d'água no ar, distante da interface caldo-ar é:

$$c_\infty = \frac{M_W}{M_a} . \rho_a . x_\infty \tag{4.58}$$

A fração molar do vapor d'água no ar, distante da interface, é:

$$x_\infty = \frac{p_{v_\infty}}{p_a} \tag{4.59}$$

A pressão do vapor d'água no ar, distante da interface, é dada por:

$$p_{v_\infty} = \phi_{a_\infty} . p_{s_\infty} \tag{4.60}$$

A umidade relativa do ar é dada por:

$$\phi_{a_\infty} = \frac{w_{a_\infty} . p_{as_\infty}}{0{,}622 . p_{s_\infty}} \tag{4.61}$$

A umidade absoluta do ar é conhecida a partir do valor calculado para as condições de entrada do ar, acrescida da massa de água evaporada do caldo, em cada passo.

4.4.3.1 Estudo comparativo sobre o coeficiente de difusividade do vapor d'água no ar

Além da equação relacionada, estudou-se outras duas equações encontradas na literatura para o cálculo da difusividade do vapor d'água no ar. A primeira delas, segundo a ASHARE (1989) é dada pela seguinte relação empírica, para temperatura do ar até 1366 K:

$$Df_a = \frac{0{,}926}{p_a} . \frac{T_1^{2,5}}{T_1 + 245} \tag{4.62}$$

A outra equação é dada por Bejan (1996):

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

$$Df_a = 2{,}60 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{T_{a_m}}{298}\right)^{1.75} \tag{4.63}$$

4.5 Método de solução (algoritmo)

A metodologia empregada para a solução do problema compreendeu os passos enumerados abaixo, conforme fluxograma mostrado na figura 4.4.

a) Estabelece-se as condições de entrada do caldo (concentração, temperatura, vazão mássica – espessura da película), do ar (umidade, temperatura, vazão mássica), da geometria do tubo (diâmetro e comprimento do tubo) e a temperatura da parede.

b) Calcula-se os demais parâmetros de entrada: as propriedades físicas dos fluidos e o perfil de velocidade do caldo. Com isto determina-se as variáveis de todos os pontos do passo i=1.

c) Estima-se a espessura da película, a massa de água evaporada (necessária para resolver a equação da interface) e o perfil de temperatura do caldo, para o novo passo, a partir dos valores conhecidos no passo anterior.

d) Calcula-se as propriedades físicas do caldo, o novo perfil de velocidade e temperatura do caldo, determinando a temperatura da interface.

e) Calcula-se as propriedades do ar e da água (para determinar a difusividade mássica do vapor d'água no ar), a massa de água evaporada e a espessura da película. No cálculo das propriedades do ar considerou-se a umidade e temperatura do passo anterior, diminuindo a iteratividade dos cálculos.

f) Verifica-se a aproximação dos perfis de temperatura, da espessura da película e massa de água evaporada, em relação aos valores estimados.

g) Se os desvios forem maiores do que a precisão requerida para cada uma das estimativas, re-estima-se os valores da espessura da película e perfil de temperatura e volta-se ao passo d, até obter a aproximação necessária para o passo.

h) Volta-se ao passo c, até atingir o passo i=N_{PR}.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

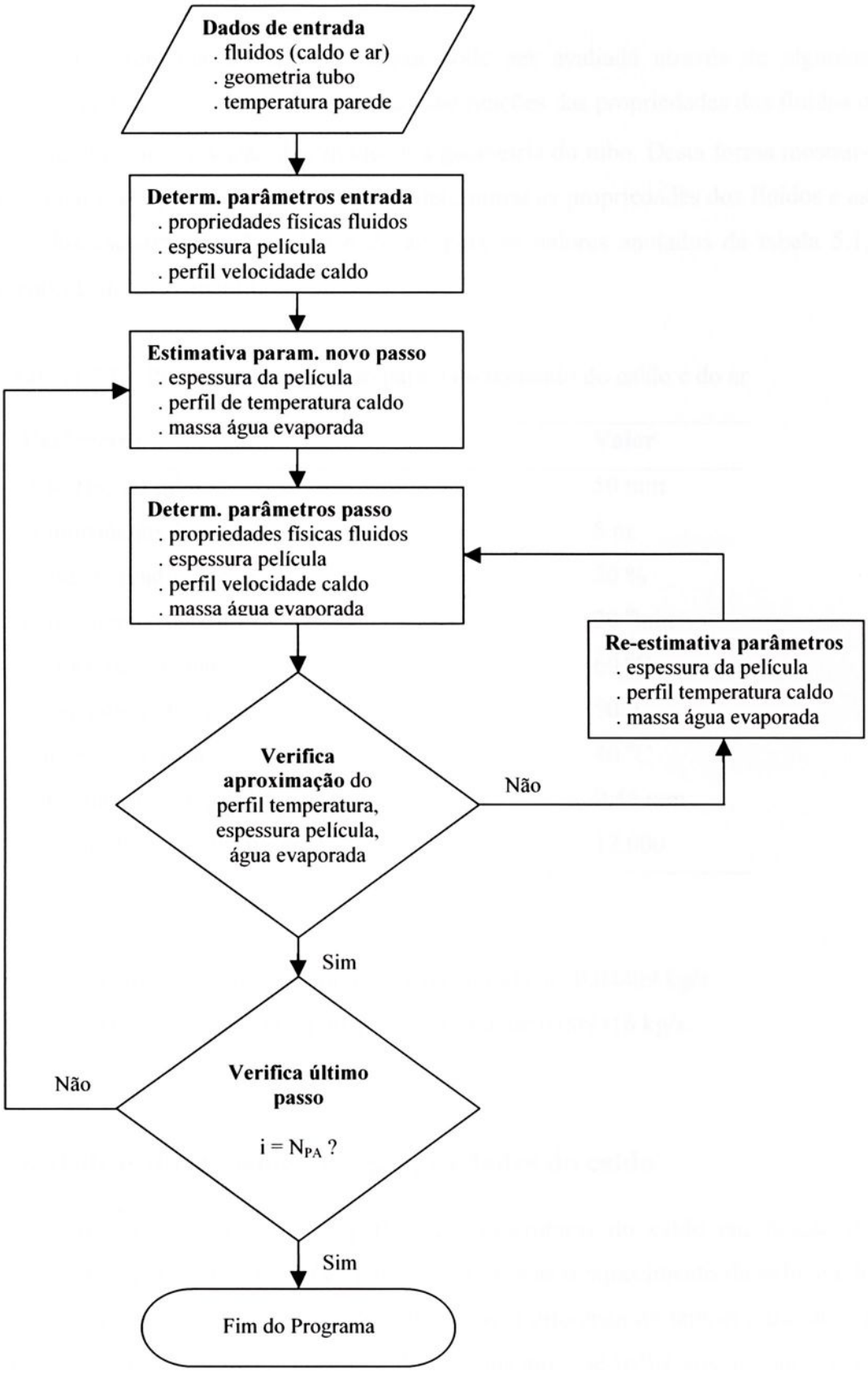


Figura 4.4 - Fluxograma da programação elaborada para solução do modelo matemático

5 Resultados e discussão

A transferência de calor e massa pode ser avaliada através de algumas grandezas tais como $\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}, Sc, Df$ que, por sua vez, são funções das propriedades dos fluidos e dos dados de entrada, como a vazão dos fluidos e a geometria do tubo. Desta forma mostrar-se-á preliminarmente a capacidade do modelo em determinar as propriedades dos fluidos e as características dos escoamentos do caldo e do ar, para os valores anotados da tabela 5.1, adotados na entrada do escoamento.

Tabela 5.1 – Parâmetros de projeto para o escoamento do caldo e do ar

Parâmetro	**Valor**
diâmetro do tubo	50 mm
comprimento do tubo	5 m
umidade relativa do ar	20 %
concentração do caldo	20 °brix
temperatura da parede	60 °C
temperatura do caldo	50 °C
temperatura do ar	40 °C
espessura de película (1)	0,45 mm
número de Reynolds do ar (2)	12.000

Notas:

(1) equivalente a uma vazão mássica do caldo, na entrada, de 0,04409 kg/s

(2) equivalente a uma vazão mássica do ar, na entrada, de 0,009516 kg/s.

5.1 Características do escoamento e propriedades do caldo

A figura 5.1 apresenta os perfis de temperaturas do caldo em função do comprimento do tubo, para várias posições radiais. Observa-se o aquecimento da película do caldo ao escoar ao longo do comprimento do tubo e que a diferença de temperatura entre a parede do tubo e a interface é maior no início do escoamento e se reduz gradativamente ao longo do escoamento. Para um maior comprimento do tubo esta diferença tende a desaparecer, com a igualdade da temperatura do caldo e do ar, à da parede do tubo.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

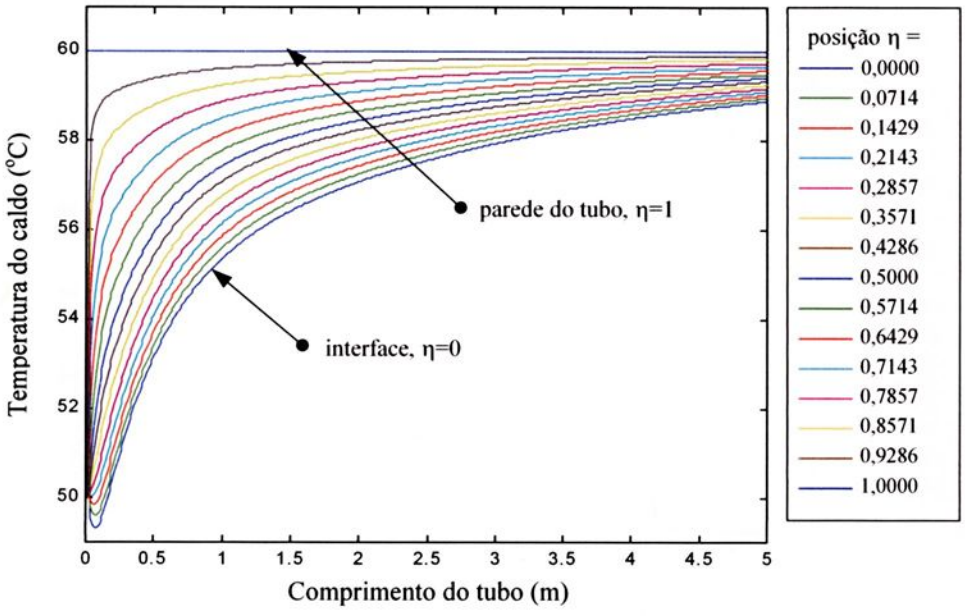


Figura 5.1 – Perfis de temperaturas do caldo, ao longo do escoamento

Observa-se que na região próxima à parede interna do tubo, o caldo se aquece mais rapidamente, atinge uma temperatura próxima à da parede, e se mantém estável até o fim do escoamento. Esta característica trará conseqüências que serão observadas mais adiante, em algumas das propriedades do caldo. Nota-se ainda que, na entrada do tubo, ocorre um resfriamento do caldo na região próxima à interface. Isto é devido à evaporação da massa de água e a conseqüente transferência de calor do caldo para o ar, sem que tenha havido tempo suficiente para a difusão de calor proveniente da parede do tubo. Este fenômeno demonstra que a evaporação é um processo de resfriamento do fluido.

A figura 5.2 apresenta, em função do comprimento do tubo, a variação das temperaturas da parede (T_w), de mistura do caldo (T_b), da interface (T_I), do ar no centro do tubo (T_{CT}) e a diferença entre a temperatura da parede e da interface. Visualiza-se, nesta última curva, a elevação momentânea da diferença de temperatura entre a parede do tubo e a interface do caldo, em relação ao estabelecido nas condições de entrada do tubo, diminuindo-se ao longo do escoamento.

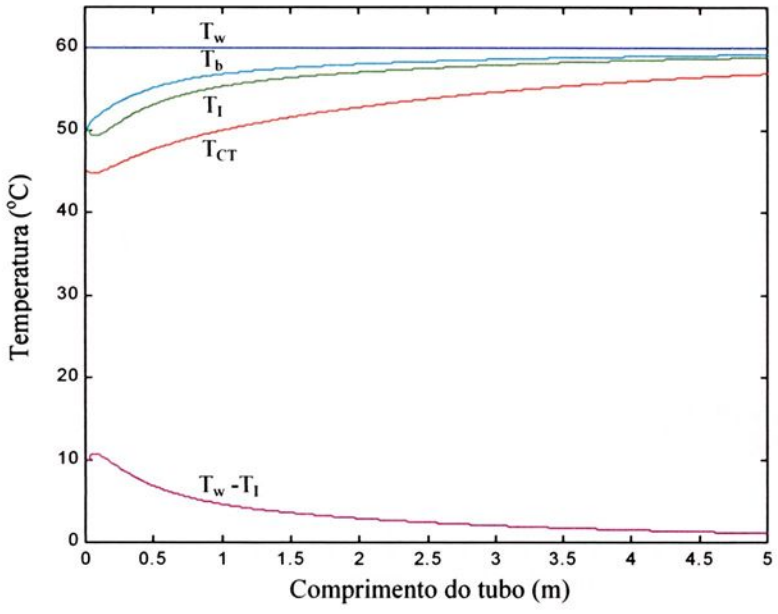


Figura 5.2 – Variação das temperaturas da parede do tubo, de mistura do caldo, da interface caldo-ar e do ar, ao longo do escoamento

A figura 5.3 apresenta os perfis de viscosidades dinâmicas do caldo em função do comprimento do tubo, para várias posições radiais. Observa-se, de uma maneira geral, a diminuição da viscosidade do caldo com o aumento da temperatura. Mas atenta-se para duas particularidades: o aumento da viscosidade do caldo nos pontos próximos à interface, na região de entrada, como resultado da redução da temperatura do caldo no local, já relatada anteriormente, e o aumento da viscosidade na região próxima à parede do tubo, ao longo de todo o escoamento. Nesta região, onde a temperatura do caldo se mantém estável, como pode ser observado na figura 5.1, o aumento da viscosidade se deve à elevação da concentração do caldo, provocada pela evaporação da água para o ar.

A figura 5.4 apresenta a variação da viscosidade do caldo: de mistura, calculada para a sua temperatura de mistura (μ_{c_b}), na interface (μ_{c_I}) e próximo à parede do tubo (μ_{c_w}), em função do comprimento do tubo. Devido à assimetria da vazão, observa-se que a curva da viscosidade de mistura se aproxima da viscosidade da interface, ou seja, dado o perfil parabólico da velocidade a vazão mássica do caldo se dá, majoritariamente, nas condições próximas às da interface.

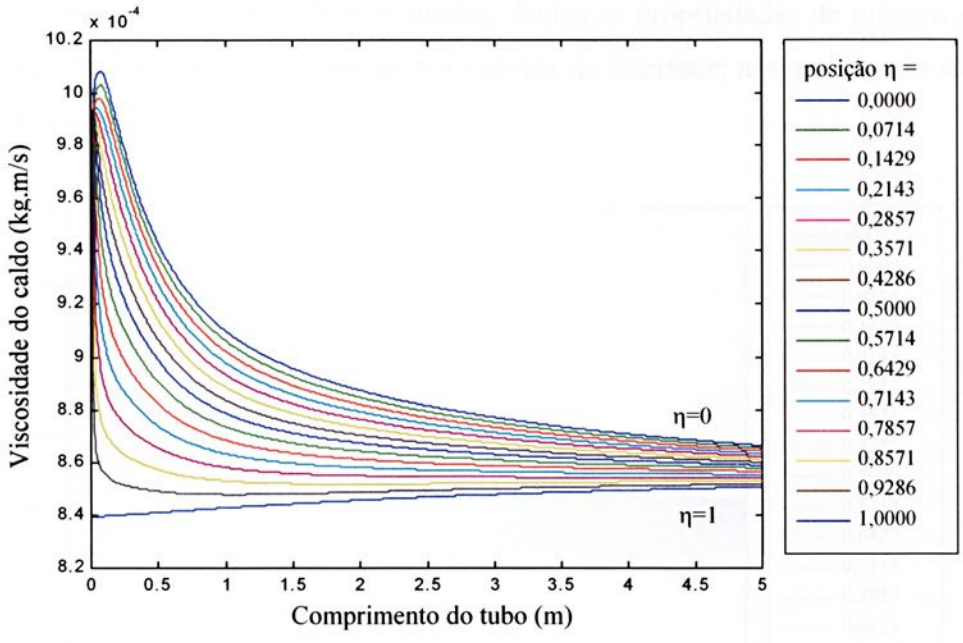


Figura 5.3 – Perfis de viscosidades dinâmicas do caldo, ao longo do escoamento

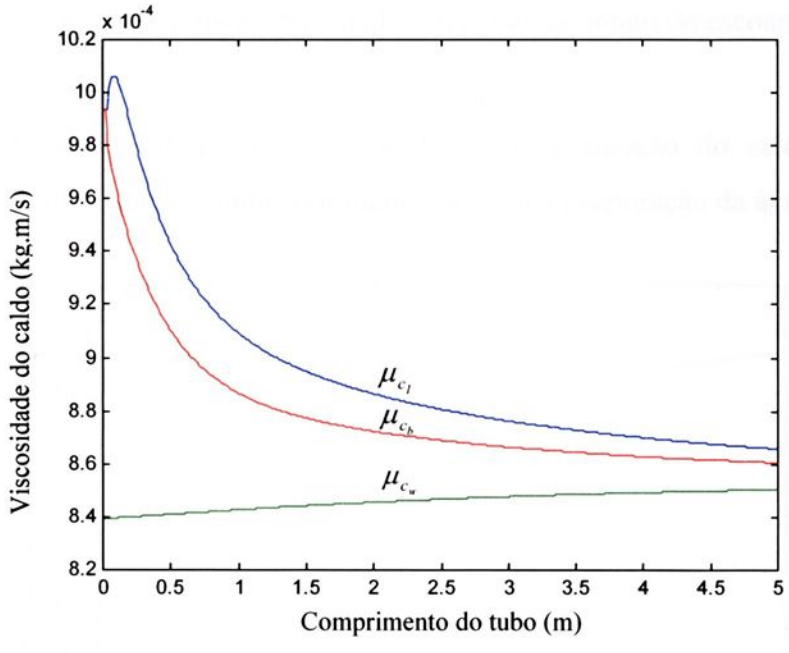


Figura 5.4 – Variação da viscosidade do caldo: de mistura, na interface e próximo à parede do tubo, ao longo do escoamento

A figura 5.5 apresenta os perfis de densidades do caldo em função do comprimento do tubo, para várias posições radiais, para a qual observam-se os mesmos efeitos relatados para a viscosidade. Acrescenta-se que, por meio da análise do perfil da velocidade, equação 4.19, a superposição dos efeitos destas duas propriedades (densidade e

viscosidade) na velocidade do caldo tende a se anular. Todas as propriedades de mistura do caldo, a exemplo da viscosidade, aproximam-se dos valores da interface; assim, isto não será mais abordado neste estudo.

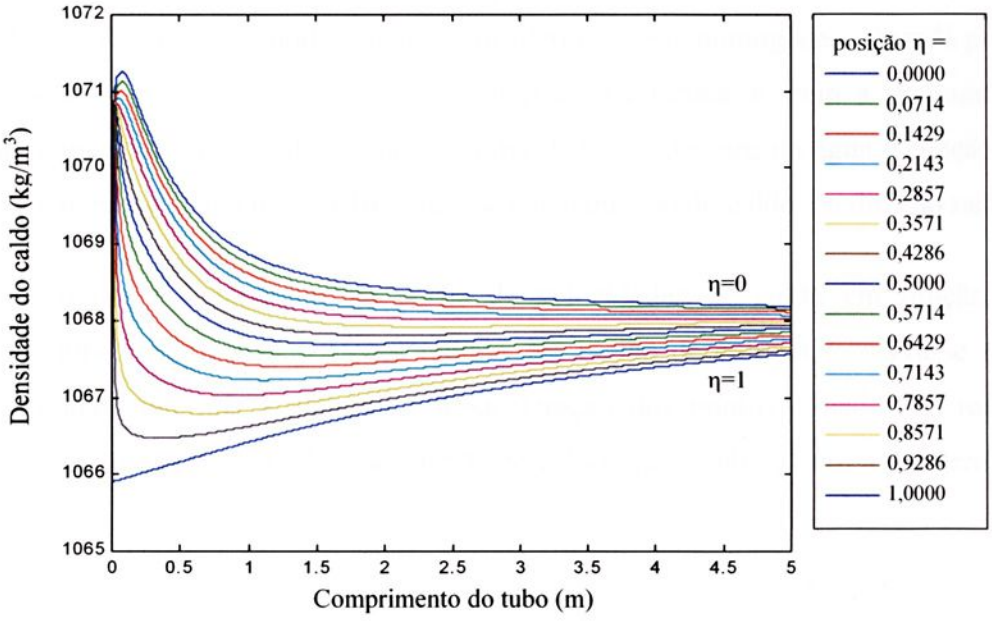


Figura 5.5 – Perfis de densidades do caldo, ao longo do escoamento

A figura 5.6 mostra a variação da concentração do caldo em função do comprimento do tubo, que aumenta continuamente com a evaporação da água para o ar.

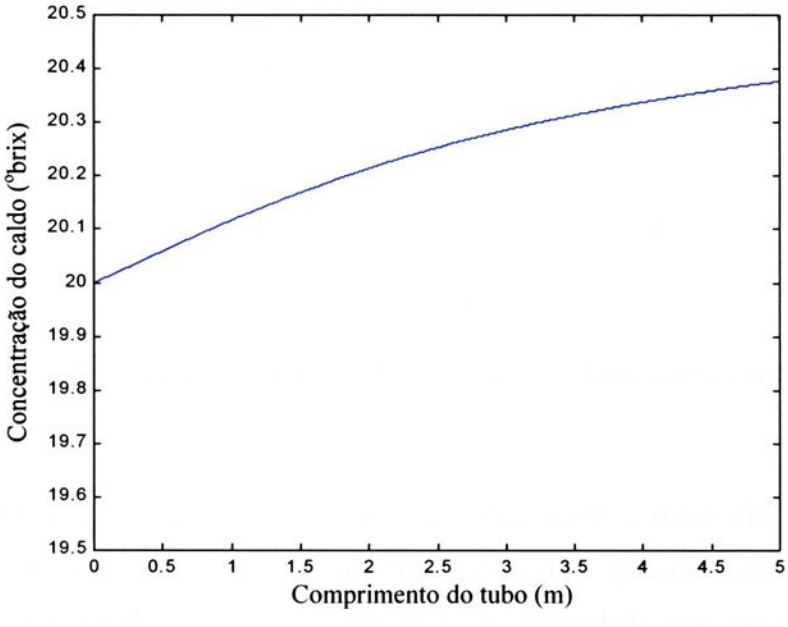


Figura 5.6 – Variação da concentração do caldo, ao longo do escoamento

A variação da concentração é causada pela evaporação da água para o ar e causa efeito contrário ao da temperatura na viscosidade e densidade do caldo, ou seja, os valores destas propriedades aumentam com o aumento da concentração, e o impacto é mais significativo na densidade do caldo. Observa-se que não há diferença de concentração do caldo no sentido radial já que, no modelo físico, considerou-se esta homogênea em cada passo do método de solução matemática, com a água situada na interface e, com a evaporação, sendo "fatiada" para o ar. No entanto, como a solubilidade da sacarose na água é função da temperatura, no fenômeno físico haverá diferença de concentração do caldo, na direção radial.

A figura 5.7 apresenta os perfis de velocidades do caldo em função do comprimento do tubo, para várias posições radiais. Na região de entrada, observa-se uma aceleração dos pontos internos à película e desaceleração dos pontos situados na região próxima à interface, efeitos da ação da viscosidade do caldo, que se altera com a temperatura e concentração.

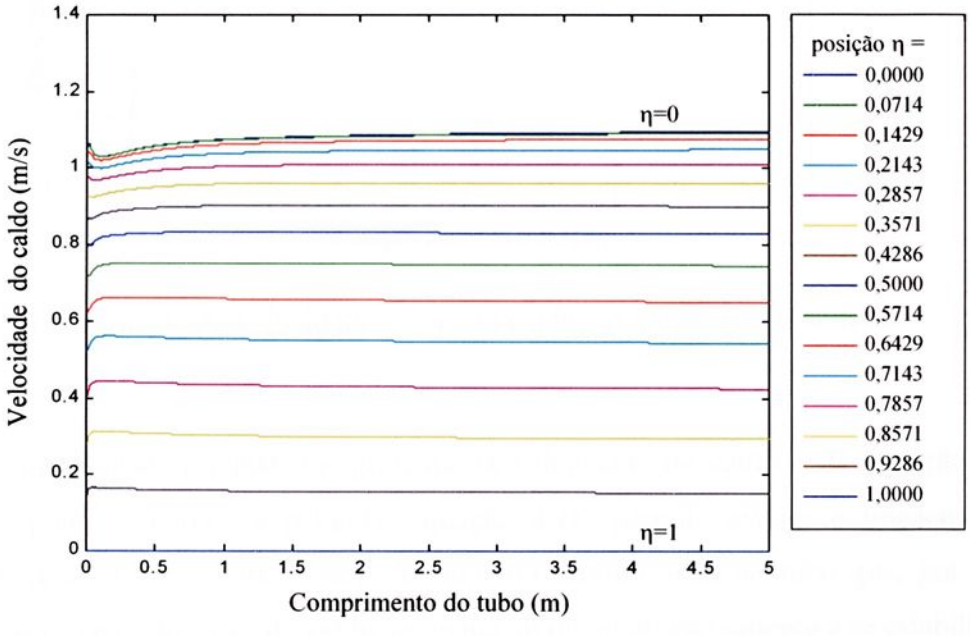


Figura 5.7 – Perfis de velocidades do caldo, ao longo do escoamento

Observa-se também, ao longo do escoamento, mais nitidamente da região próxima à parede do tubo, onde a temperatura do caldo apresenta menores variações, a diminuição da velocidade causada pelo aumento da viscosidade que, por sua vez, se deve à elevação da concentração do caldo. Porém a ação simultânea das variações da viscosidade,

densidade e espessura da película contribuem para a estabilização do fluxo, após cerca de 1,50 m a partir da entrada do tubo.

A figura 5.8 mostra a variação da velocidade média do caldo em função do comprimento do tubo, que se eleva no início do escoamento e se estabiliza, aproximadamente a cerca de 1,50 m a partir da entrada do tubo. Observa-se, a partir deste ponto, uma discreta redução da velocidade média, atribuída ao aumento da viscosidade, com a concentração do caldo.

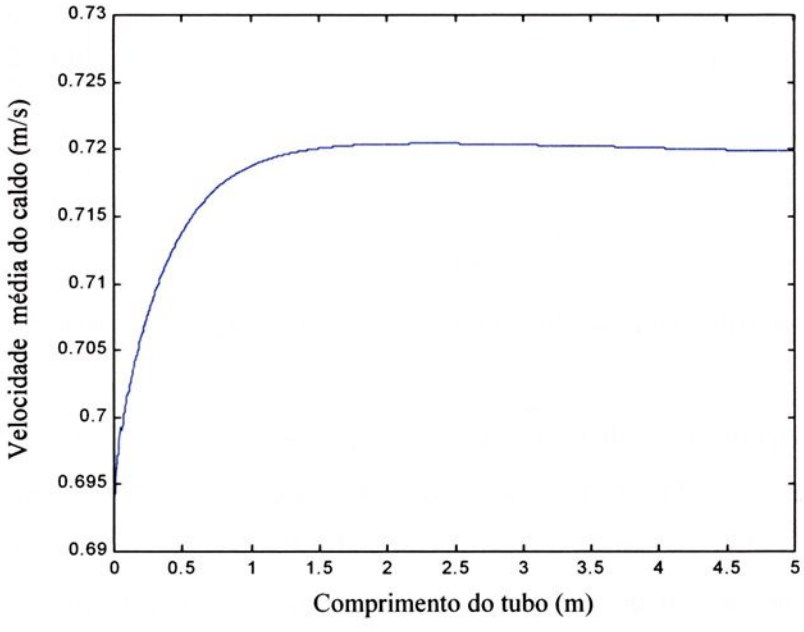


Figura 5.8 – Variação da velocidade média do caldo, ao longo do escoamento

Uma análise conjunta dos gráficos da velocidade do caldo e da equação da energia para os pontos internos à película, equação 4.18, permite avaliar o impacto da velocidade no mecanismo de transferência de calor no sentido axial ao tubo que, por ser função da ação convectiva do fluxo do caldo, aumenta no início do escoamento e se estabiliza, após cerca de 2,00 m da entrada do tubo.

A figura 5.9 apresenta a variação da espessura da película do caldo em função do comprimento do tubo. Dois fatores contribuem para a diminuição da espessura do caldo: a evaporação, que diminui o fluxo de massa de caldo, e o aumento da velocidade devido à redução da viscosidade. Por outro lado, a redução da densidade do caldo, principalmente no início do escoamento, contribui para a redução da velocidade e, portanto, para o aumento da

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

espessura da película. Observa-se, dentre as causas, que a diminuição da espessura tem um relacionamento estreito com o aumento da velocidade do caldo.

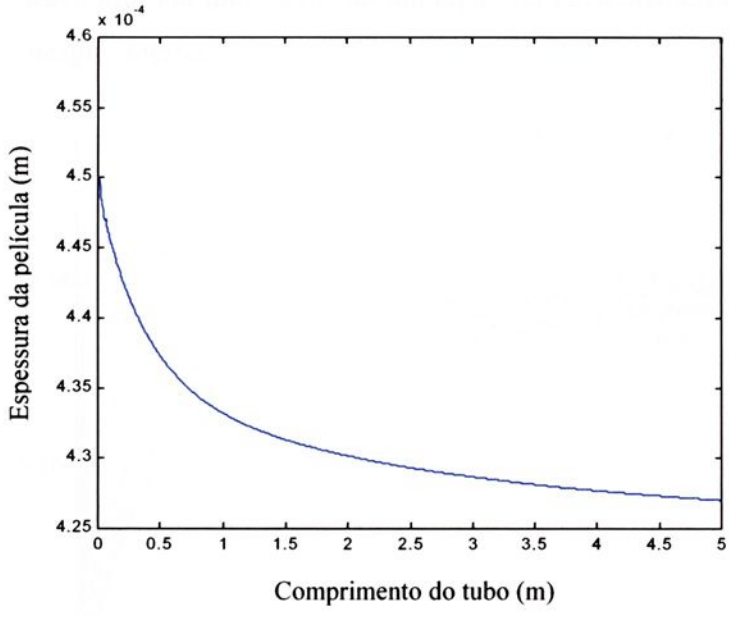


Figura 5.9 – Variação da espessura da película do caldo, ao longo do escoamento

A figura 5.10 apresenta os perfis de condutividades térmicas do caldo, em função do comprimento do tubo, para várias posições radiais. Observa-se um pequeno aumento desta propriedade, que é função da concentração e temperatura do caldo, da ordem de 0,6 %, com impacto direto e proporcional no mecanismo de transferência de calor no sentido radial que, neste modelo, se dá por condução.

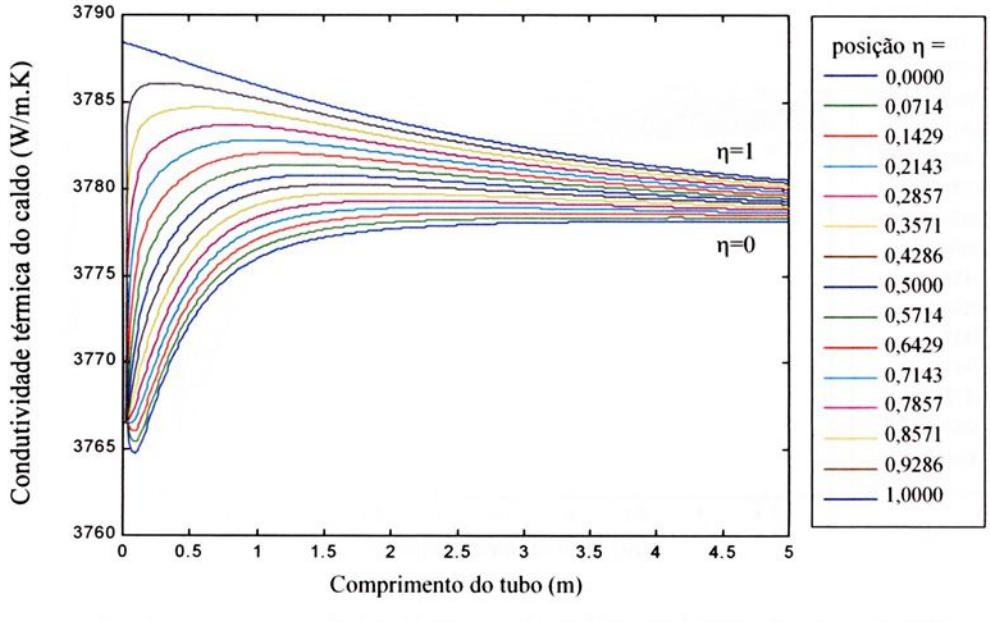


Figura 5.10 – Perfis de condutividades térmicas do caldo, ao longo do escoamento

A figura 5.11 apresenta os perfis de calores específicos do caldo, em função do comprimento do tubo, para várias posições radiais, onde se observa sua variação com a concentração e temperatura. Há uma pequena alteração da capacidade de armazenamento de calor na forma de energia interna.

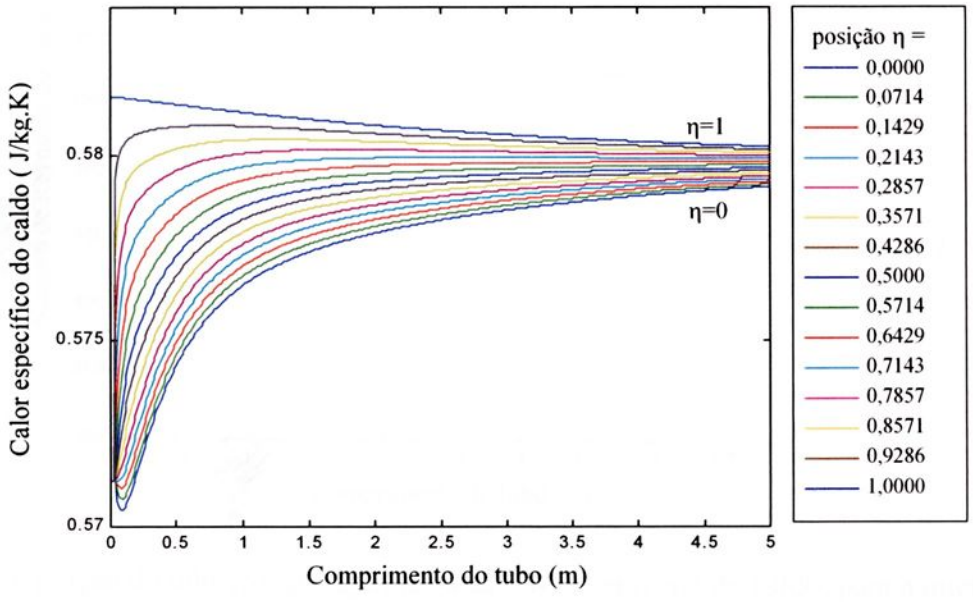


Figura 5.11 – Perfis de calores específicos do caldo, ao longo do escoamento

A figura 5.12 mostra os perfis de difusividades térmicas do caldo em função do comprimento do tubo, e que esta aumenta com a temperatura e se reduz com a concentração.

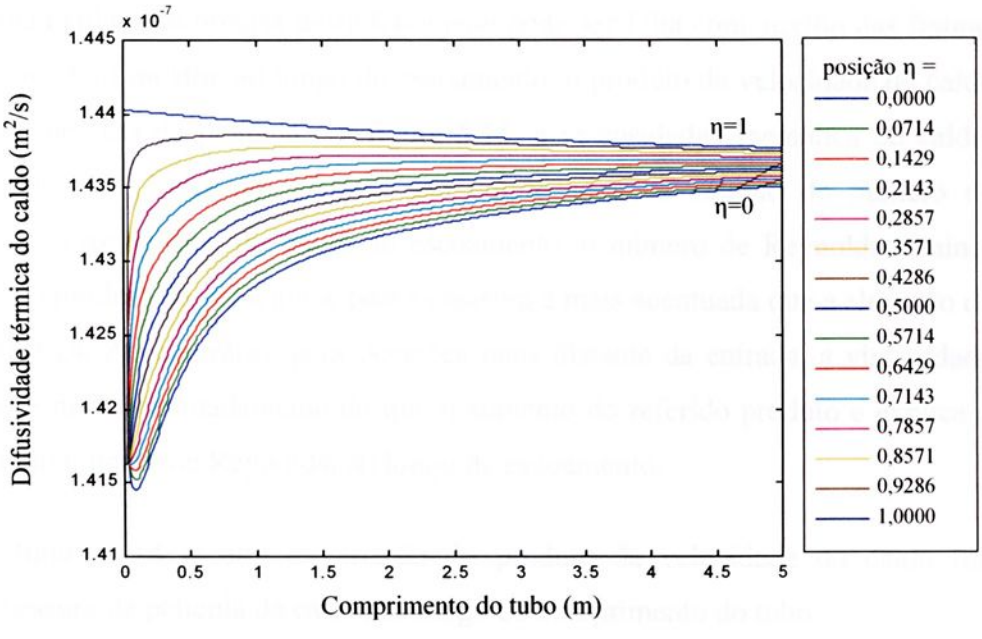


Figura 5.12 – Perfis de difusividades térmicas do caldo, ao longo do escoamento

A figura 5.13 apresenta a variação do número de Reynolds local do caldo, calculado ao longo do escoamento, para a posição da interface.

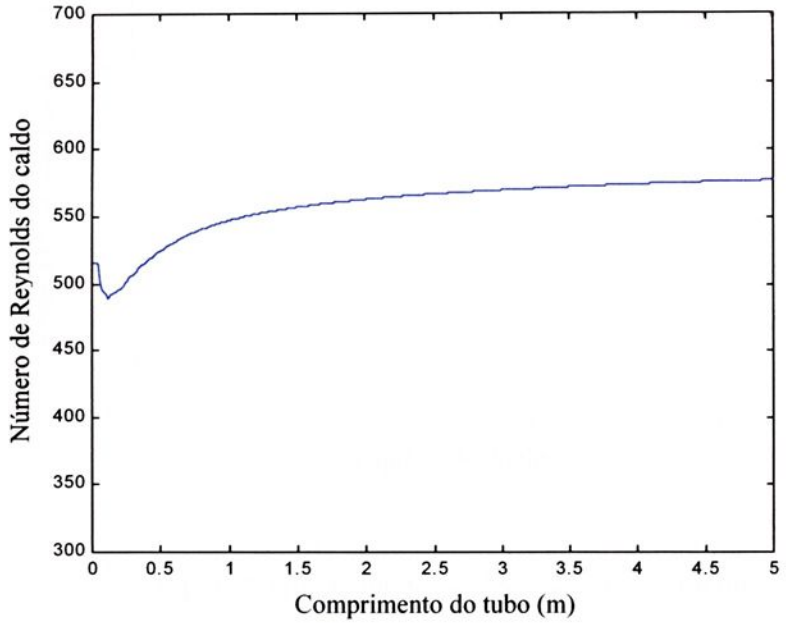


Figura 5.13 – Variação do número de Reynolds local do escoamento do caldo, para a interface caldo-ar, ao longo do escoamento

Observa-se no início do escoamento uma acentuada redução do número de Reynolds seguida de uma gradativa elevação, a partir de cerca de 0,2 m da entrada do tubo.

Uma explicação precisa deste fenômeno pode ser feita com auxílio das figuras 5.14 e 5.15. A figura 5.14 mostra, ao longo do escoamento, o produto da velocidade do caldo na interface pela espessura da película e a figura 5.15, a viscosidade cinemática do caldo, também para a interface. Estes dois fatores são empregados no cálculo do número de Reynolds. Observa-se assim que, no início do escoamento, o número de Reynolds diminui porque a redução do produto da velocidade pela espessura é mais acentuada que a elevação da viscosidade cinemática. Ao contrário, para posições mais distante da entrada, a viscosidade cinemática se reduz mais acentuadamente do que o aumento do referido produto e explica o posterior aumento do número de Reynolds, ao longo do escoamento.

A figura 5.14 mostra a variação do produto da velocidade do caldo (na interface) pela espessura da película de caldo, ao longo do comprimento do tubo.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

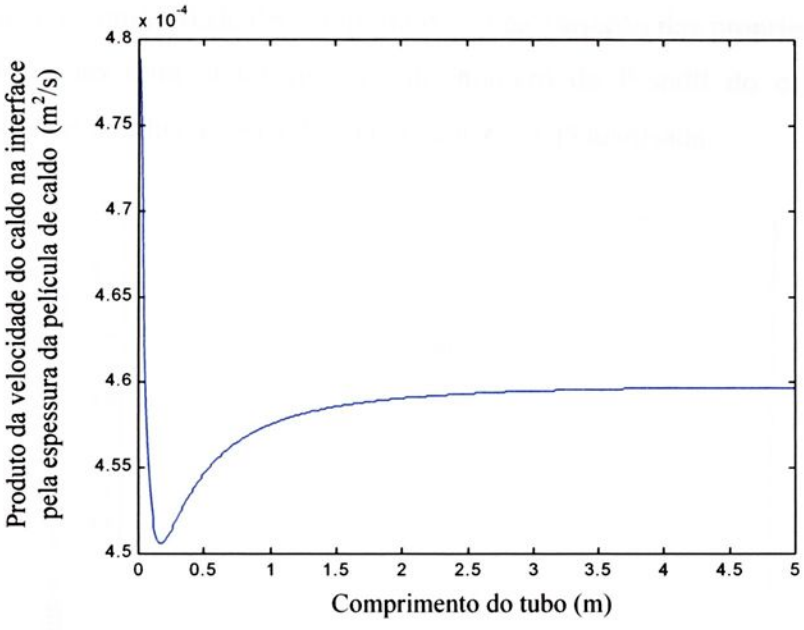


Figura 5.14 – Variação do produto da velocidade do caldo, na interface caldo-ar, pela espessura da película de caldo, ao longo do escoamento

A figura 5.15 apresenta a variação da viscosidade cinemática do caldo, para a temperatura da interface, em função do comprimento do tubo.

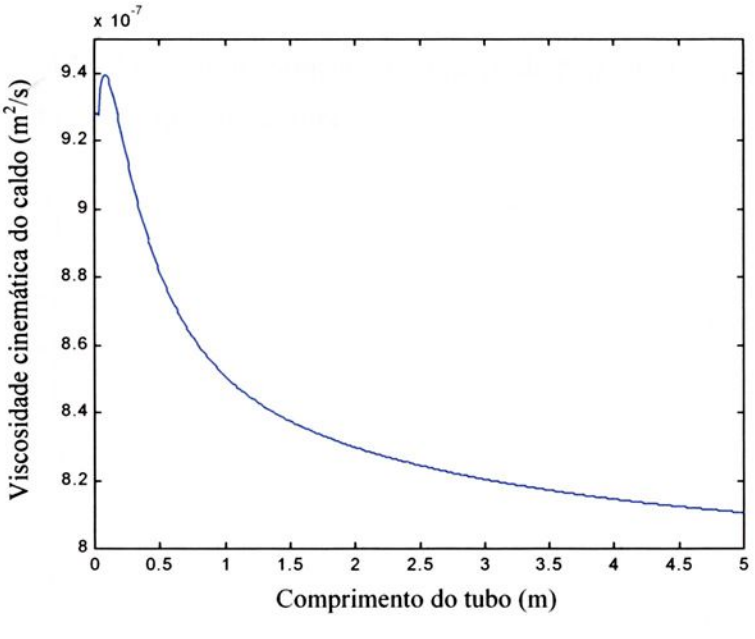


Figura 5.15 – Variação da viscosidade cinemática do caldo, para a temperatura da interface caldo-ar, ao longo do escoamento

A figura 5.16 mostra, em relação ao comprimento do tubo, a variação dos números de Prandtl do caldo e da água, calculados para a temperatura para a interface. Desta

forma observa-se a similaridade do comportamento da variação das propriedades físicas entre os dois fluidos, mas uma maior redução do número de Prandtl do caldo, ao longo do escoamento, devido à ação da variação da concentração, já analisada.

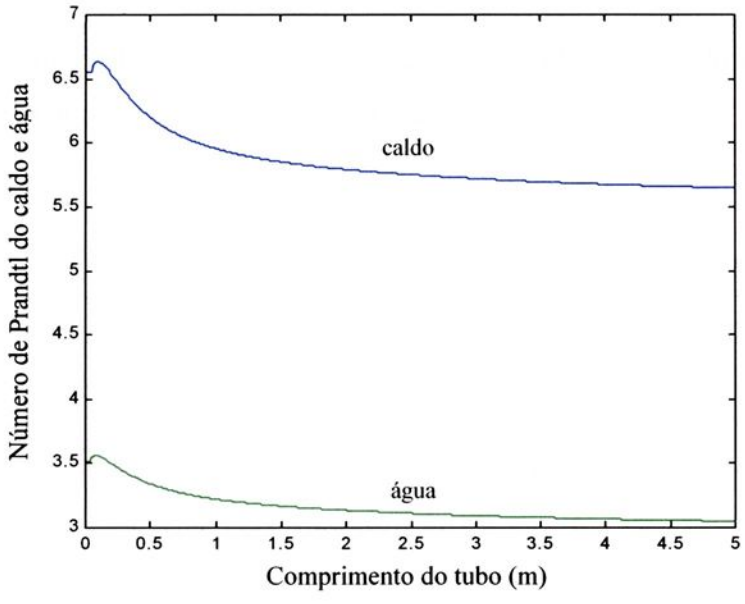


Figura 5.16 – Variação dos números de Prandtl do caldo e da água, calculados para a temperatura da interface caldo-ar, ao longo do escoamento

A figura 5.17 mostra a variação do número de Nusselt do caldo, calculado para a interface, ao longo do comprimento do tubo.

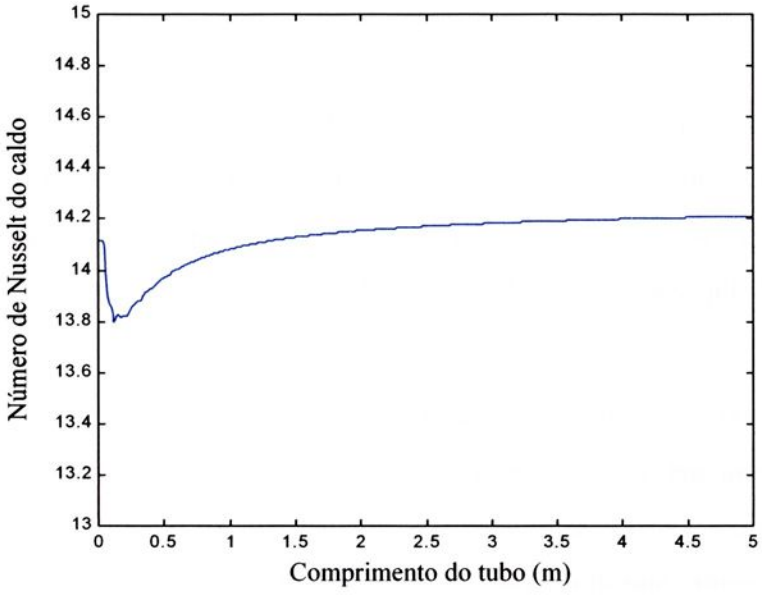


Figura 5.17 – Variação do número de Nusselt do caldo, para a interface caldo-ar, ao longo do escoamento

Assim, embora o número de Nusselt do caldo (função dos números de Prandtl e Reynolds) não tenha sido empregado na solução matemática deste estudo, a semelhança das curvas estabelecidas pelos números de Nusselt e Reynolds local, para o caldo, indica a maior influência deste, em relação ao número de Prandtl.

A figura 5.18 mostra o perfil radial de velocidade do caldo para diversas seções transversais do tubo, a diferentes distâncias da entrada.

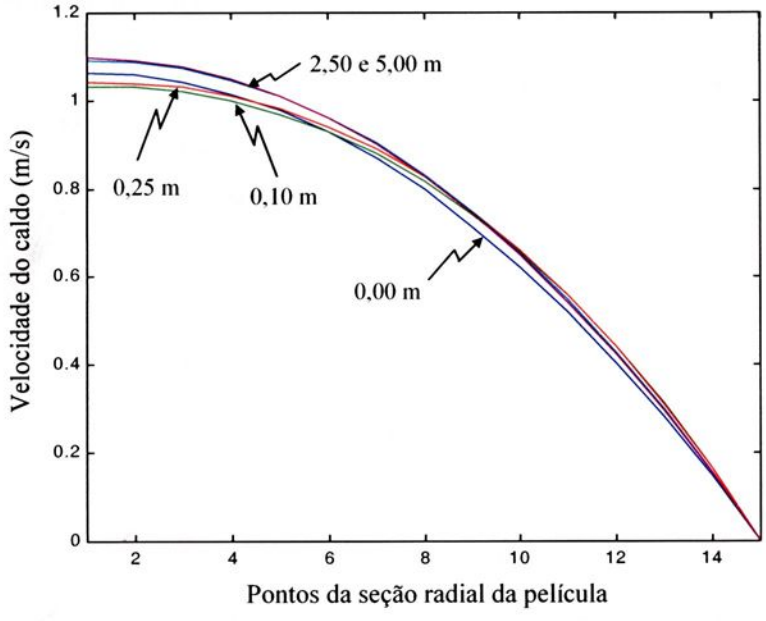


Figura 5.18 – Perfis radiais de velocidades do caldo, para diversas seções transversais do tubo, a diferentes distâncias da entrada

A aceleração do caldo, mais intensa na região próxima à interface, provoca a destruição do perfil parabólico da velocidade, que se estabelece na entrada do escoamento: no início do escoamento, a velocidade do caldo aumenta na região próxima à parede do tubo e se reduz, na região próxima à interface, devido à ação da viscosidade, que se altera com a temperatura. Então, com a continuidade do escoamento e o conseqüente aquecimento do caldo, a sua velocidade próxima à interface também aumenta.

Após a região de entrada nota-se uma discreta redução da velocidade do caldo próximo à parede do tubo: como nesta região sua temperatura se encontra estabilizada, este efeito é atribuído ao aumento da viscosidade. Ao mesmo tempo, na interface, onde o caldo ainda está em fase de lento aquecimento, sua velocidade continua aumentando. Observa-se, porém, a proximidade das duas últimas curvas (a 2,50 e 5,00 m da entrada, respectivamente), ou seja, após a metade do escoamento há uma maior estabilidade do perfil de velocidade.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

Aponta-se a preponderância da influência da temperatura sobre a concentração, neste caso devido à magnitude da diferença da temperatura, muitas vezes superior ao da concentração.

A figura 5.19 mostra o perfil da temperatura do caldo para algumas seções transversais do tubo, a diferentes distâncias da entrada do tubo. Observa-se, na região de entrada, a diminuição da temperatura dos pontos próximos à interface para valores abaixo da temperatura de entrada do caldo.

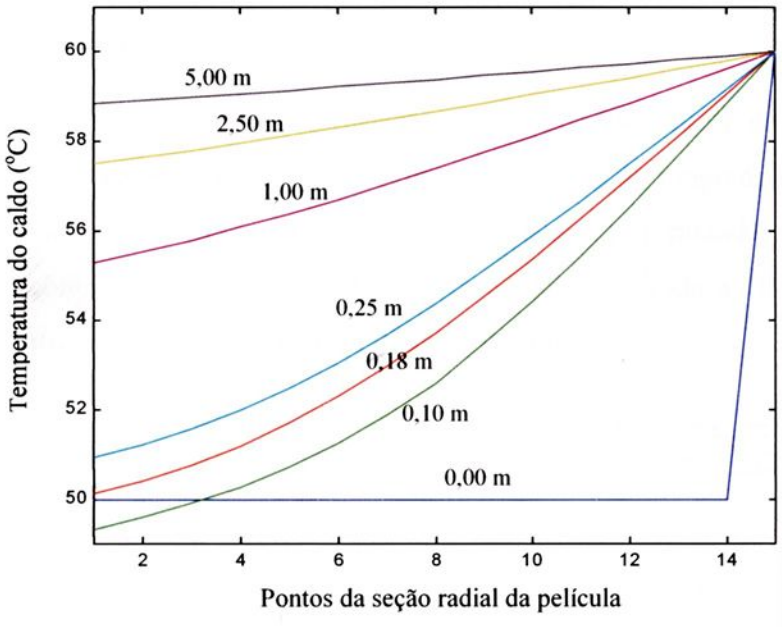


Figura 5.19 – Perfis radiais de temperaturas do caldo, para diversas seções transversais do tubo, a diferentes distâncias da entrada

Observa-se também uma redução gradual dos gradientes axial e radial de temperatura. A menor inclinação dos perfis, com o escoamento, indica a redução do gradiente radial de temperatura enquanto que, apesar da falta de padronização das distâncias entre as seções transversais, a aproximação das curvas indica a redução do gradiente axial de temperatura.

Como resultado da redução do gradiente radial de temperatura, observa-se que o formato parabólico do perfil, estabelecido na região de entrada, vai sendo gradativamente transformado em retilíneo, ao longo do escoamento.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

5.2 Características do escoamento e propriedades do ar

As propriedades do ar se alteram com o acréscimo de massa e temperatura, oriundos da evaporação da água e da transferência de calor do caldo, com reflexos no processo evaporativo, motivo pelo qual apresenta-se, a seguir, uma análise destas propriedades. Ressalta-se que o ar foi considerado em equilíbrio termodinâmico com o caldo, na interface e, distante da interface, à temperatura e concentração de filme, ou seja, foi tomado, em cada passo do método de solução numérica adotado, como uma mistura uniforme de ar e vapor d'água, onde a difusão do vapor d'água evaporado e do calor transmitido do caldo se dá de maneira imediata, no ar.

A figura 5.20 mostra a variação da temperatura do ar na interface (T_I), no centro do tubo (T_{CT}) e na posição média entre as mesmas (T_a), ao longo do escoamento, sendo esta última tomada como referência para os cálculos das propriedades do ar no modelo proposto, citada como "posição distante da interface". Mostra ainda a diferença decrescente de temperatura entre a interface e a posição distante da interface.

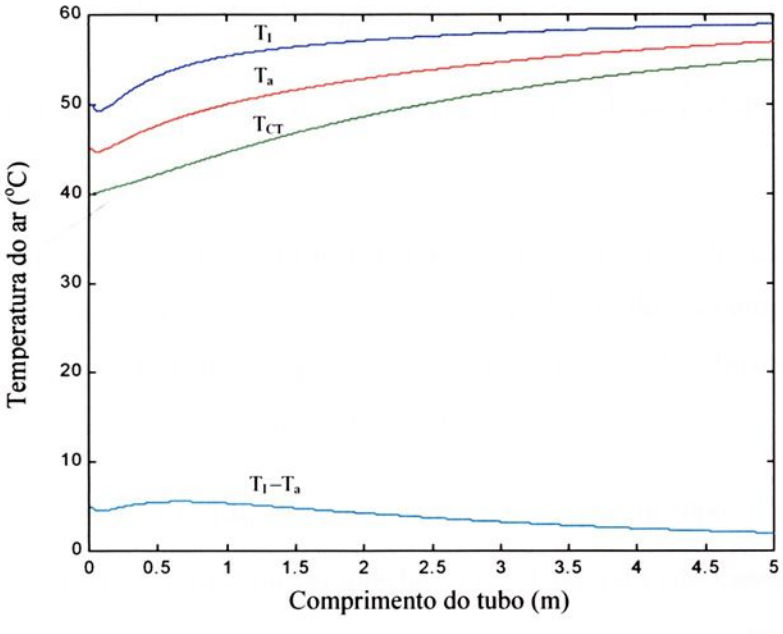


Figura 5.20 – Variação das temperaturas da interface e do ar, ao longo do escoamento

A figura 5.21 mostra a pressão de saturação do ar para as temperaturas da interface (p_{s_I}) e distante da interface (p_{s_∞}), a pressão de vapor distante da interface (p_{v_∞}) e a diferença entre a pressão de saturação na interface e a pressão de vapor distante da interface. Observa-se o comportamento decrescente desta diferença de pressão, o que significa que a

pressão do vapor d'água do ar se aproxima da pressão de saturação, ou seja, o efeito resultante da mudança de estado do ar, devido ao aumento da temperatura e umidade, é o aumento da sua umidade relativa. E, como a capacidade de absorção de vapor d'água pelo ar é inversamente proporcional à sua umidade relativa, a redução da taxa de evaporação será correspondente a esta diferença de pressão.

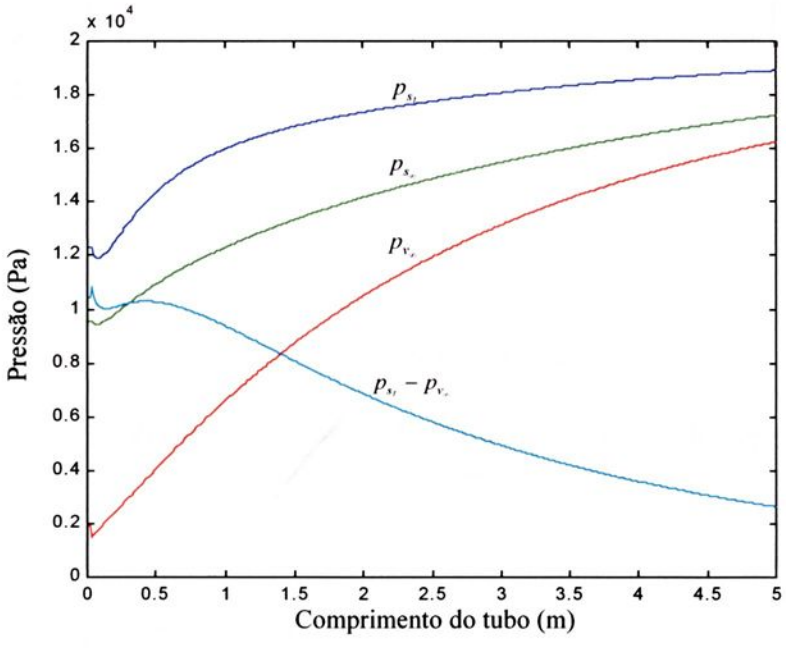


Figura 5.21 – Variação das pressões de saturação e de vapor do ar, ao longo do escoamento

A figura 5.22 mostra a variação da pressão do ar (p_a) e de seus componentes, ar seco (p_{as}) e vapor d'água (p_v), distante da interface, ao longo do escoamento. Observa-se a correspondência entre o aumento da pressão de vapor d'água e a redução da pressão do ar seco. A pressão do ar se mantém igual à atmosférica.

A figura 5.23 mostra a variação da concentração de vapor d'água no ar entre as posições na interface (c_{v_l}) e distante da interface (c_{v_∞}), ao longo do escoamento, bem como a diferença entre elas. Observa-se a correspondência desta com a diferença de pressão (figura 5.21). Como já exposto anteriormente, a concentração de vapor d'água no ar é função direta da sua temperatura e umidade, e tem impacto determinante no mecanismo de transferência de massa.

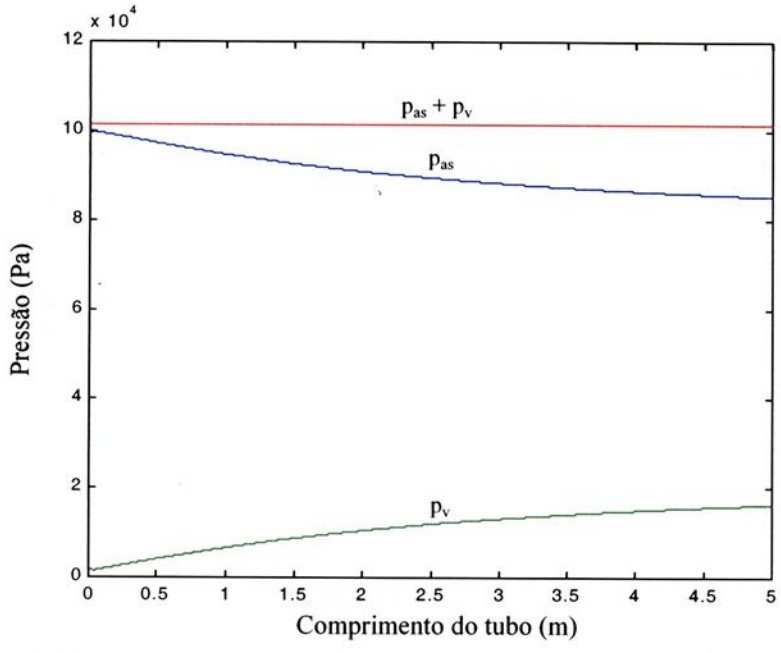


Figura 5.22 – Variação das pressões do ar úmido, ar seco e do vapor d'água, ao longo do escoamento

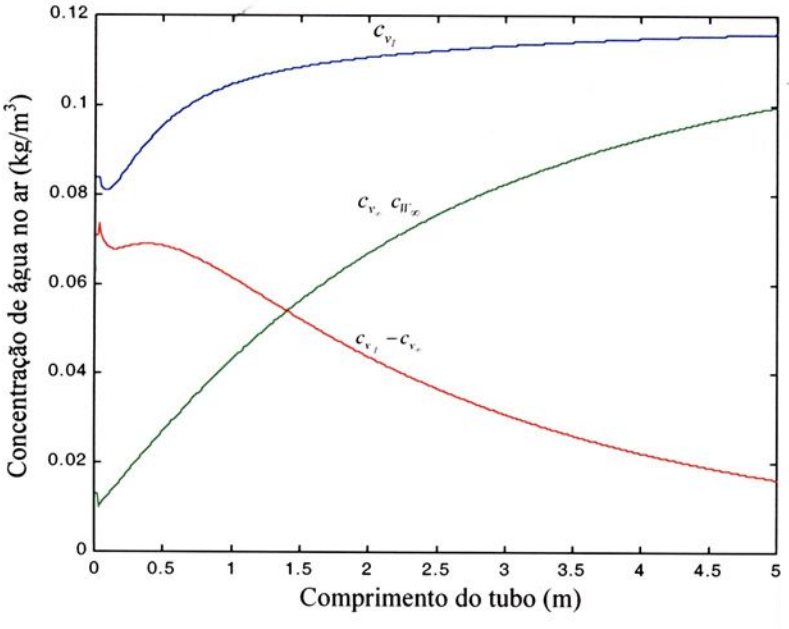


Figura 5.23 – Variação da concentração de vapor d'água no ar, ao longo do escoamento

A figura 5.24 mostra o aumento contínuo da umidade relativa do ar, ao longo do escoamento, e que este, ao sair do tubo, encontra-se próximo da saturação.

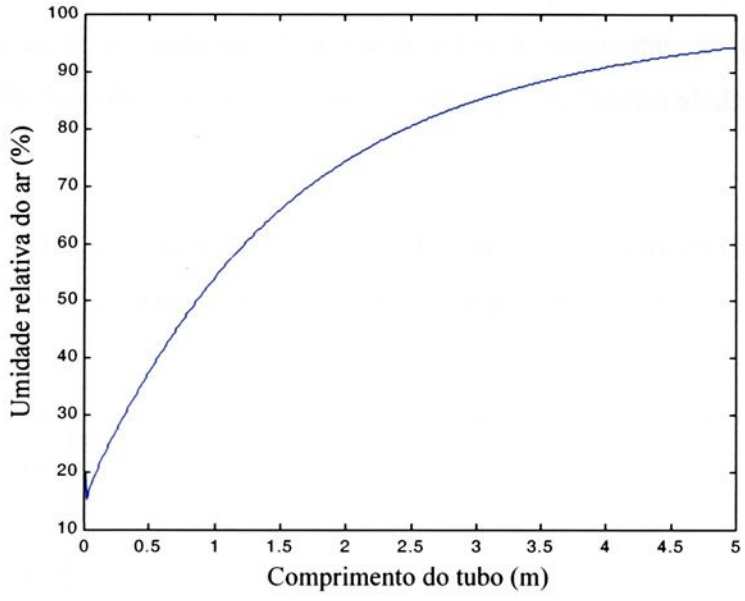


Figura 5.24 – Variação da umidade relativa do ar, ao longo do escoamento

A figura 5.25 mostra a variação das viscosidades do ar úmido (μ_a), ar seco (μ_{as}) e do vapor d'água (μ_v), em função do comprimento do tubo. Observa-se que a viscosidade do ar seco é maior que a do vapor d'água e que, para gases, como a viscosidade aumenta com a temperatura, seus valores são crescentes ao longo do escoamento. Contudo a viscosidade do ar úmido é reduzida, a despeito do aumento da temperatura, devido ao aumento da saturação.

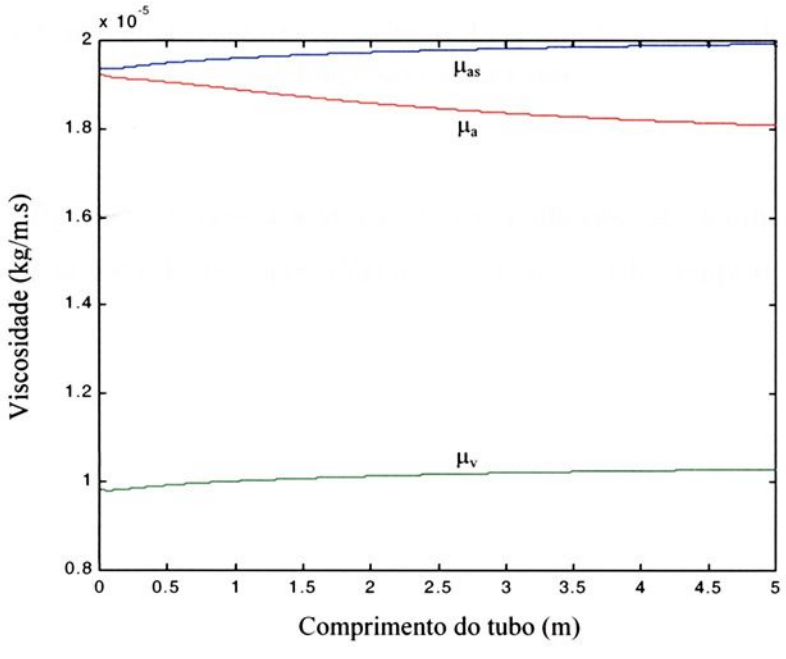


Figura 5.25 – Variação das viscosidades do ar úmido, ar seco e do vapor d'água, ao longo do escoamento

O mesmo efeito de aproximação observado para as curvas das viscosidades do vapor d'água e do ar, com o aumento da umidade relativa, ocorre para as demais propriedades do ar, como pode ser observado pelo comportamento das propriedades apresentadas nas figuras 5.26 e 5.27.

A figura 5.26 mostra a variação dos calores específicos do ar úmido (c_{pa}), ar seco (c_{pas}) e do vapor d'água (c_{pv}), em função do comprimento do tubo.

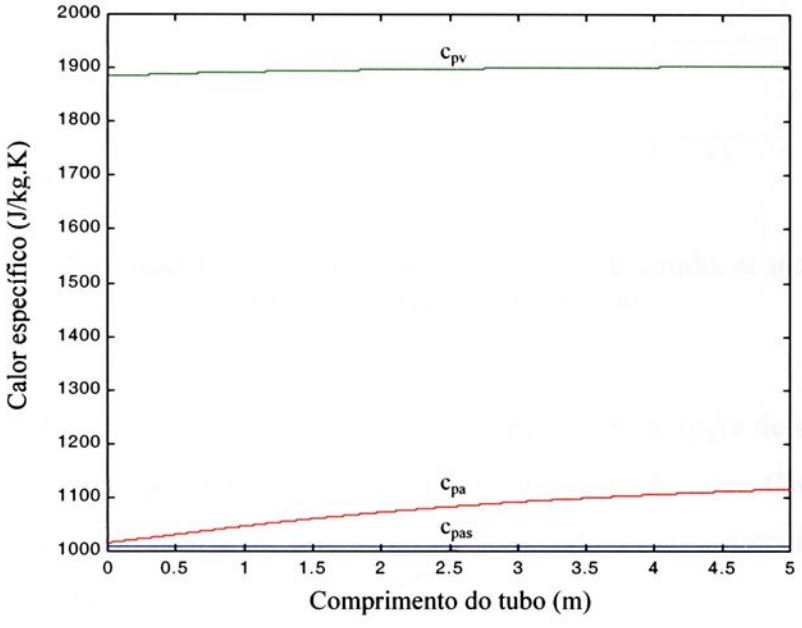


Figura 5.26 – Variação dos calores específicos do ar úmido, ar seco e do vapor d'água, ao longo do escoamento

A figura 5.27 mostra a variação das condutividades térmicas do ar (k_a) e de seus componentes, ar seco (k_{as}) e vapor d'água (k_v), em função do comprimento do tubo.

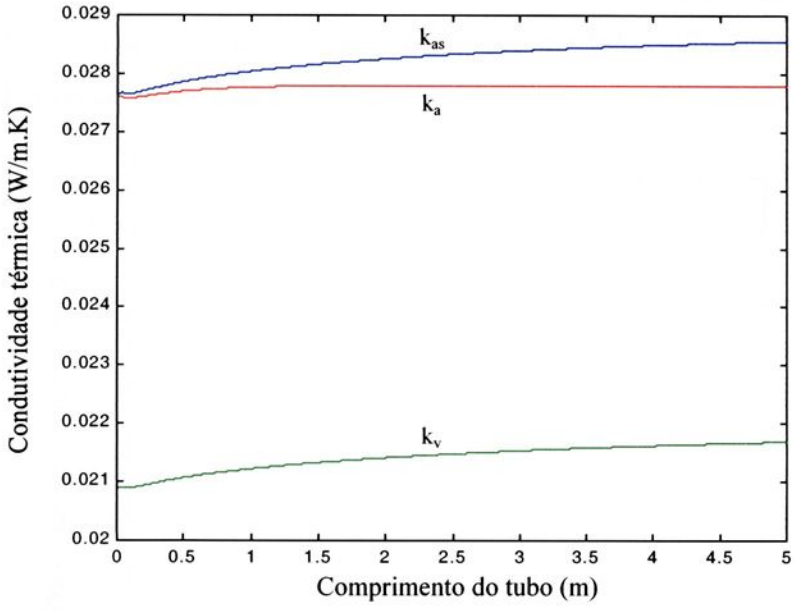


Figura 5.27 – Variação das condutividades térmicas do ar úmido, ar seco e do vapor d'água, ao longo do escoamento

A figura 5.28 mostra a variação da densidade do ar (ρ_a) e de seus componentes, ar seco (ρ_{as}) e vapor d'água (ρ_v) em função do comprimento do tubo. Observa-se, como já analisado para outras propriedades, a redução da densidade do ar, a despeito do aumento da sua temperatura, devido ao aumento da saturação.

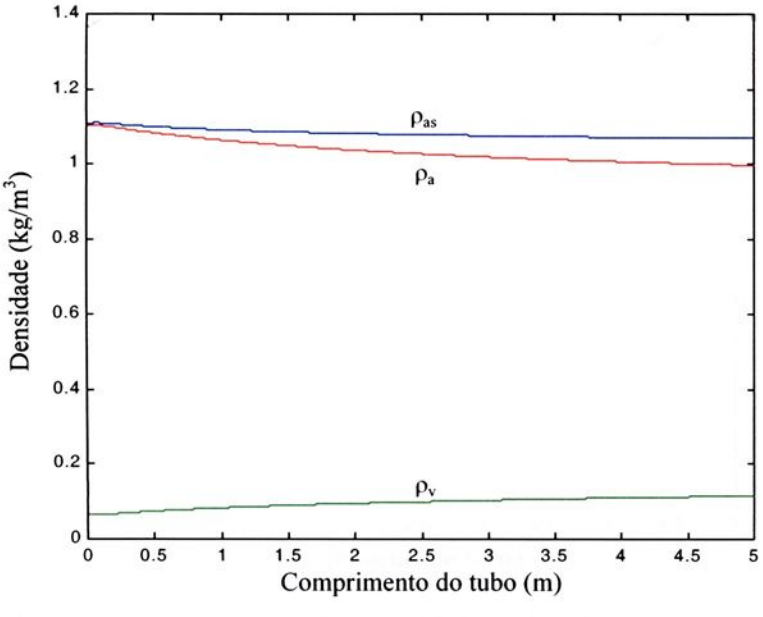


Figura 5.28 – Variação das densidades do ar úmido, ar seco e do vapor d'água, ao longo do escoamento

A figura 5.29 mostra o aumento da viscosidade cinemática do ar, ao longo do escoamento. Ressalta-se que a variação desta propriedade influencia o coeficiente de transferência de massa.

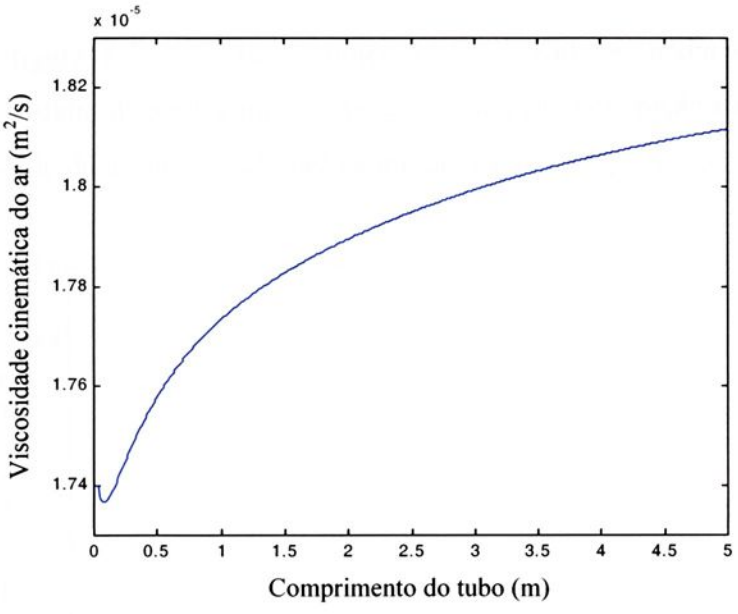


Figura 5.29 – Variação da viscosidade cinemática do ar, ao longo do escoamento

A figura 5.30 mostra a variação do número de Prandtl do ar úmido, ar seco e do vapor d'água, em função do comprimento do tubo.

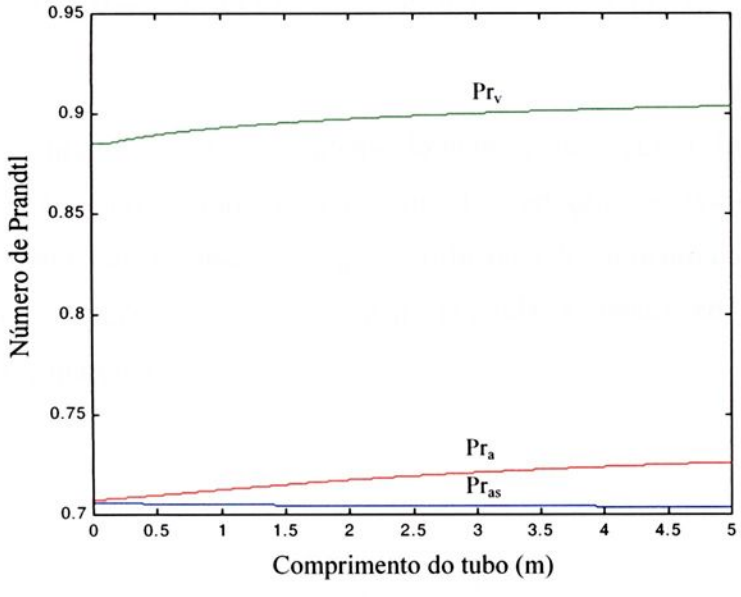


Figura 5.30 – Variação dos números de Prandtl do ar úmido, ar seco e do vapor d'água, ao longo do escoamento

A análise desta figura mostra uma boa aproximação com a literatura consultada: segundo Bennett e Myers (1978), o número de Prandtl para gases é maior que 0,6 enquanto que, para o vapor d'água a uma temperatura de 180 °C, tende para 1.

A figura 5.31 mostra o aumento da velocidade média do ar ao longo do escoamento, como efeito do acréscimo da massa oriunda da evaporação da água do caldo e da redução da densidade do ar, provocado pelo aumento da sua temperatura.

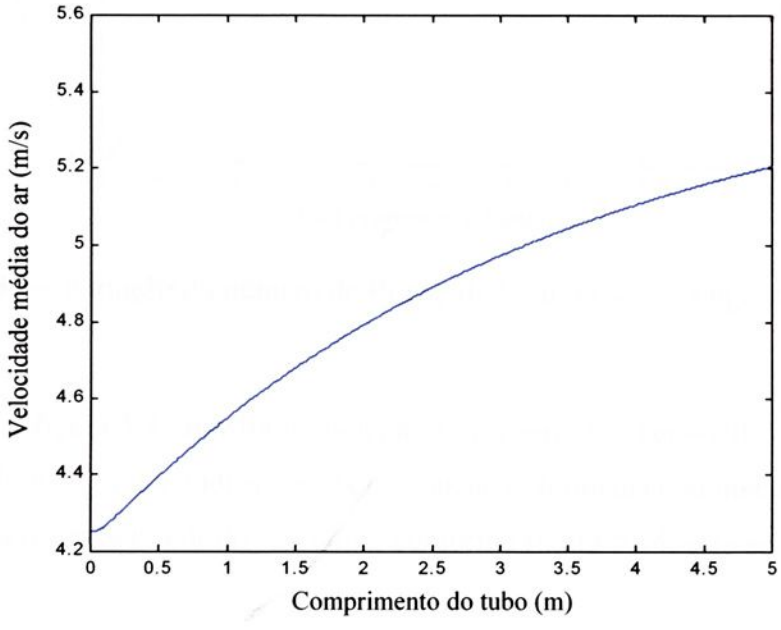


Figura 5.31 – Variação da velocidade média do ar, ao longo do escoamento

A figura 5.32 mostra o aumento do número de Reynolds local do ar, em função do comprimento do tubo, como conseqüência da variação da velocidade média e da viscosidade cinemática do ar. Observa-se que a influência do aumento da área de escoamento do ar, em virtude da redução da espessura da película de caldo, embora considerada no modelo proposto, é marginal.

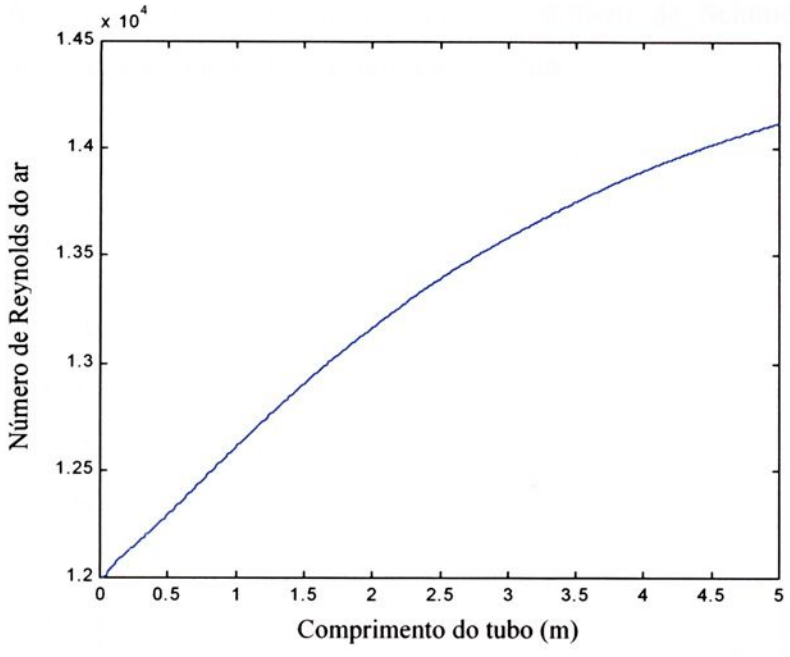


Figura 5.32 – Variação do número de Reynolds local do ar, ao longo do escoamento

A figura 5.33 mostra o aumento do número de Sherwood do ar, em função do comprimento do tubo, o que indica a preponderância da influência do número de Reynolds do ar sobre o número de Schmidt do ar já que, conforme figura 5.34, este se reduz ao longo do escoamento.

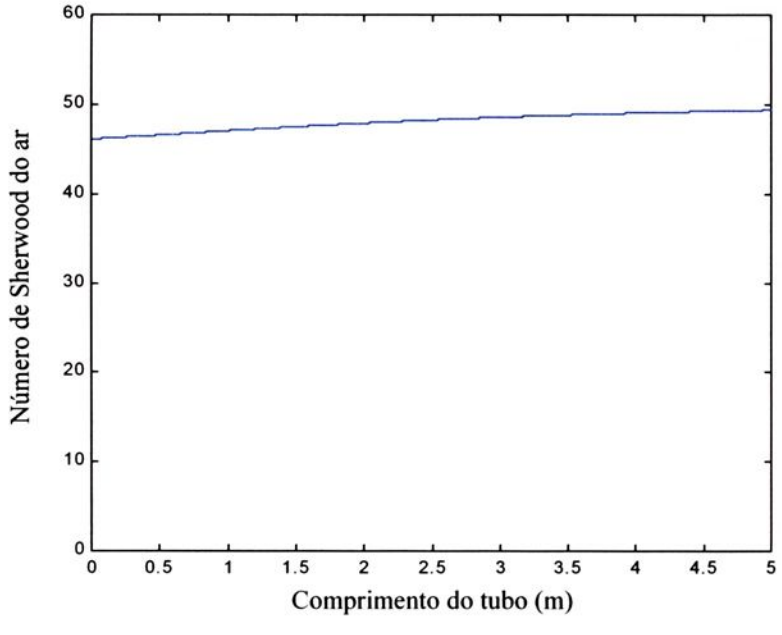


Figura 5.33 – Variação do número de Sherwood do ar, ao longo do escoamento

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

A figura 5.34 mostra o aumento do número de Schmidt do ar, para as condições da interface, em função do comprimento do tubo.

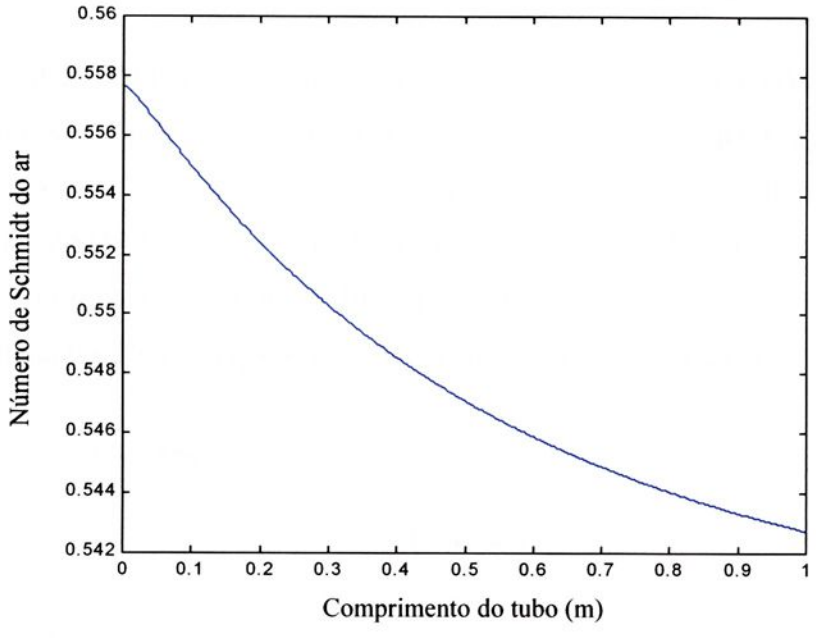


Figura 5.34 – Variação do número de Schmidt do ar, ao longo do escoamento

A figura 5.35 mostra o aumento do coeficiente de difusividade do vapor d'água no ar, em função do comprimento do tubo.

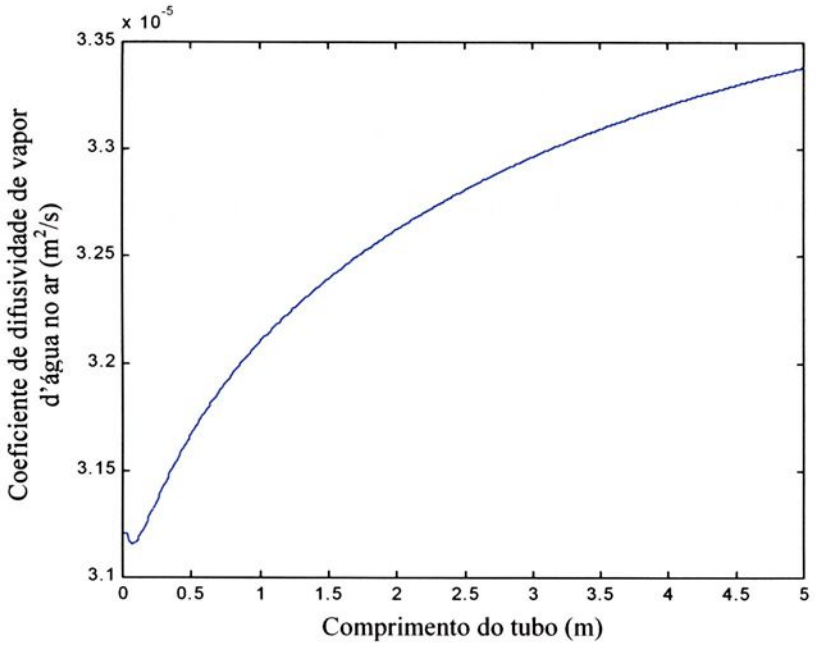


Figura 5.35 – Variação do coeficiente de difusividade do vapor d'água no ar, ao longo do escoamento

Observa-se que os perfis destes dois últimos parâmetros (número de Sherwood do ar e difusividade do vapor d'água no ar) são crescentes ao longo do escoamento, e influenciarão os coeficientes de transferência de calor e massa, principalmente.

Para efeitos comparativos, a figura 5.36 mostra uma investigação realizada sobre a expressão matemática utilizada no modelo proposto para a determinação da difusividade do vapor d'água no ar com outras duas, retiradas da literatura: a primeira, proposta pela ASHRAE e a segunda citada por Bejan (1996), mostrando uma boa concordância entre elas, sendo que a diferença média entre a expressão utilizada no modelo proposto e citada por Bejan, a que retorna os menores valores dentre elas, é de apenas 6,76 %.

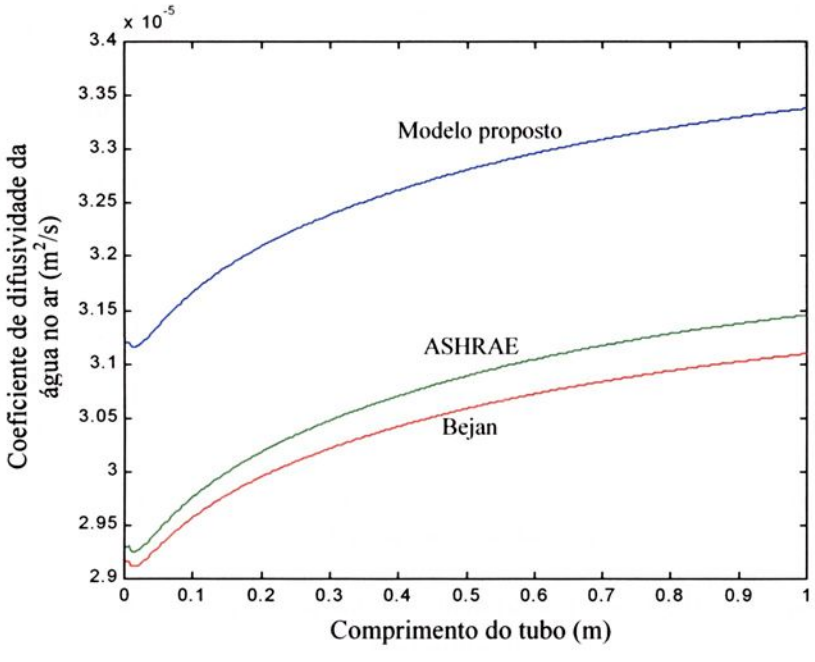


Figura 5.36 – Comparação entre os coeficientes de difusividade do vapor d'água no ar, ao longo do escoamento

5.3 Parâmetros característicos da interface

Após a análise das propriedades dos fluidos e dos seus respectivos fluxos, apresenta-se alguns parâmetros que caracterizam a interface. A figura 5.37 mostra a variação do coeficiente de transferência da massa em função do comprimento do tubo. Este parâmetro varia com o número de Sherwood do ar e a difusividade do vapor d'água no ar que, por sua vez, são funções diretamente proporcionais do número de Reynolds e da temperatura do ar, respectivamente. Observa-se que, para as condições de entrada anotadas na tabela 5.1, o coeficiente de transferência de massa é crescente durante todo o escoamento.

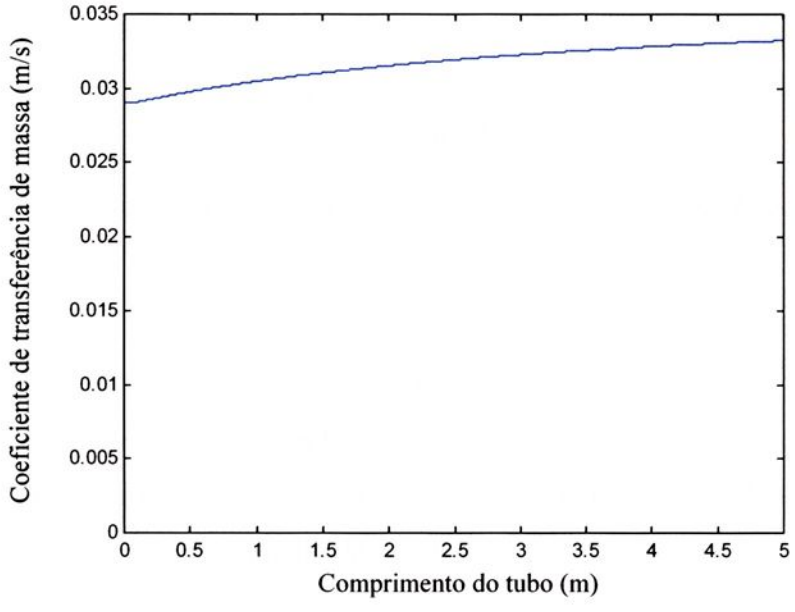


Figura 5.37 – Variação do coeficiente de transferência convectiva de massa, ao longo do escoamento

A figura 5.38 apresenta, em função do comprimento do tubo, um estudo comparativo das equações de cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor na interface caldo-ar, utilizado no modelo matemático proposto, com outros dois coeficientes, referenciados na literatura como sendo aplicados para paredes de prédios mostrando, apesar de definidos para interfaces diferentes, uma boa concordância entre eles: uma expressão é a recomendada pela ASHRAE (1989) que, segundo Sparrow (JAYAMAHA et al., 1996), apresenta uma superestimativa no valor deste coeficiente em cerca de 50 %, e a outra é a proposta por Jayamaha et al. (1996). Observa-se que, enquanto a primeira apresenta um valor 20,37 % maior, a segunda resulta um valor 40,31 % menor que o calculado pelo modelo proposto, em média, mostrando que o modelo utiliza valores situados no intervalo estabelecido pelas duas relações.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

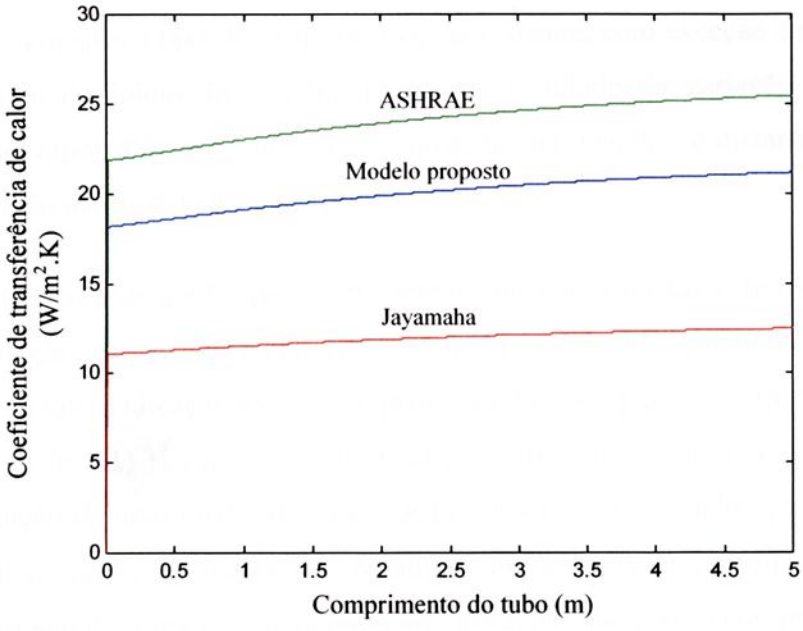


Figura 5.38 – Comparação das equações recomendadas para cálculo do coeficiente de transferência convectiva de calor na interface caldo-ar

A figura 5.39 mostra a variação da taxa de evaporação de água em função do comprimento do tubo, calculada pela razão da massa de água evaporada pela área de aquecimento que, tomada externamente à parede do tubo, não se modifica com o escoamento, devido à redução da espessura da película de caldo.

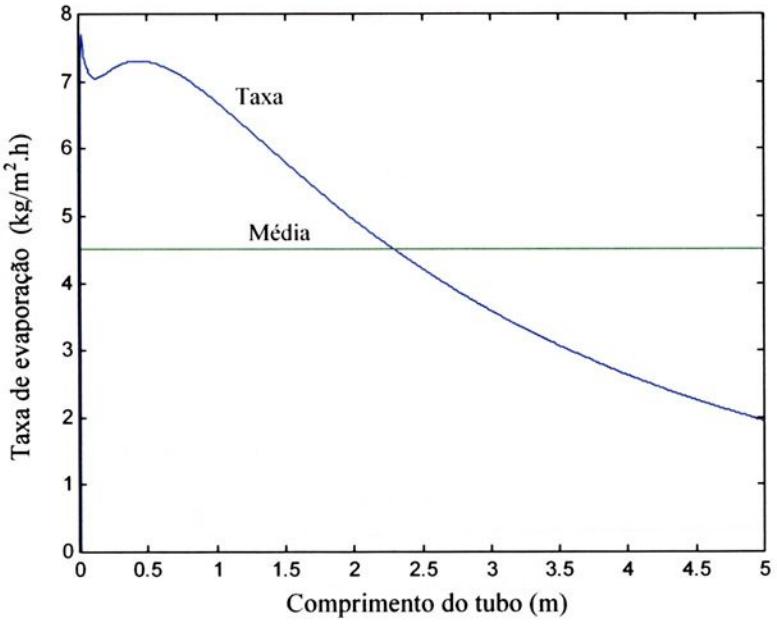


Figura 5.39 – Variação da taxa de evaporação de água, ao longo do escoamento

Observa-se que apesar do coeficiente de transferência de massa ser crescente ao longo do escoamento, a taxa de evaporação é decrescente, com exceção de um curto trecho a cerca de 0,5 m do início do escoamento, como resultado da variação da diferença de concentração do vapor d'água no ar, entre as posições na interface e distante da interface. A taxa de evaporação média é de 4,5342 kg/m^2.h.

Observa-se ainda que o cruzamento da curva da taxa de evaporação com a curva da evaporação média se dá a cerca de 2,25 m da entrada do escoamento. Este valor pode ser tomado como uma indicação para o comprimento do tubo, para as condições estabelecidas para o teste (tabela 5.1) já que o aumento do comprimento do tubo, a partir deste ponto, ocasionará redução da taxa média de evaporação. Observa-se, contudo, que este valor não é exato, pois a taxa média de evaporação se altera com a variação do comprimento do tubo; assim, o cruzamento das curvas se dará em ponto diferente, para outro comprimento de tubo.

A figura 5.40 mostra, ao longo do escoamento, a difusão de calor do caldo para o ar por meio dos 3 mecanismos de transferência de calor envolvidos: a condução devido ao calor sensível (a água evaporada, na temperatura da interface, transmite calor sensível para o ar, que se encontra a uma temperatura inferior, por condução), a convecção (na interface caldo-ar) e a transferência de massa (calor latente de vaporização). A elevação da temperatura do ar se deve às parcelas dos calores sensível e convectivo.

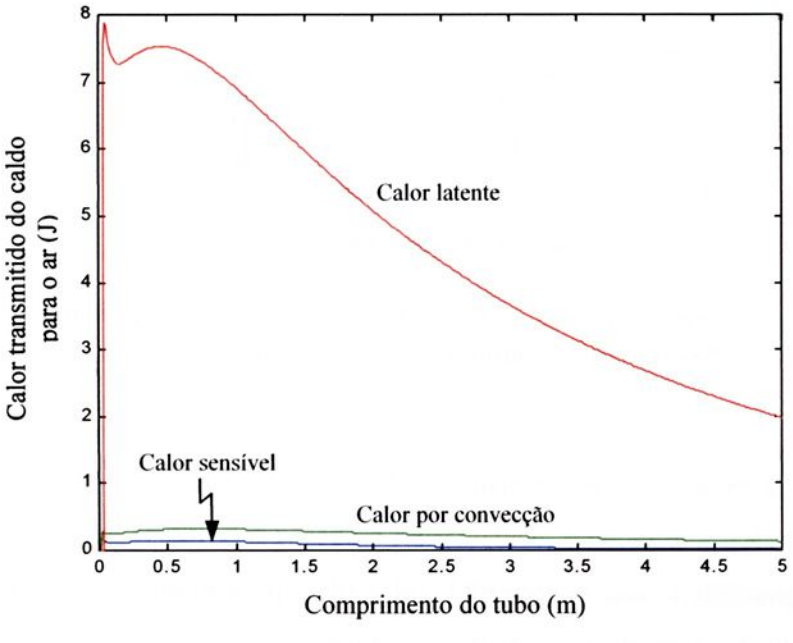


Figura 5.40 – Variação da difusão de calor do caldo para o ar, ao longo do escoamento

Verifica-se também que, enquanto a desconsideração do calor sensível realizada no equacionamento da interface foi adequada, dada a magnitude da parcela do calor latente, esta parcela deve ser computada no cálculo da elevação da temperatura do ar, devido a representatividade desta em relação à parcela do calor convectivo.

A figura 5.41 mostra a variação das mesmas parcelas de calor, percentualmente ao longo do escoamento. Observa-se a preponderância da parcela de calor latente nos mecanismos envolvendo processos de evaporação, conforme referenciado na literatura, que, para estas condições, corresponde a 93,85 % do total de calor transferido para o ar. Observa-se também, ao longo do escoamento, uma redução do percentual do calor latente e sensível e um aumento percentual do calor por convecção, devido à maior diminuição proporcional dos calores latente e sensível com a redução da eficiência do processo evaporativo, conforme observado na análise da figura 5.40.

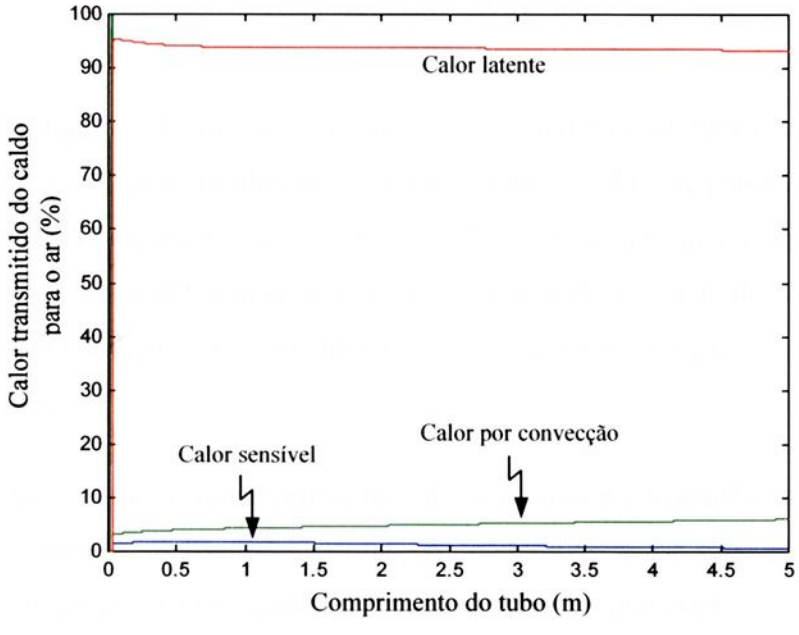


Figura 5.41 – Difusão percentual de calor através dos três mecanismos de transferência de calor do caldo para o ar, ao longo do escoamento

A figura 5.42 mostra o comportamento das diferenças de temperaturas do caldo, entre as posições próximo à parede e na interface, e do ar, entre a interface e o centro do tubo, em função do comprimento do tubo. Observa-se que a diferença na entrada é a mesma (10 ^{o}C) mas, ao longo do escoamento, a redução é muito mais rápida para o caldo, ou seja, conclui-se que a resistência à passagem de calor, do caldo, é menor do que a do ar.

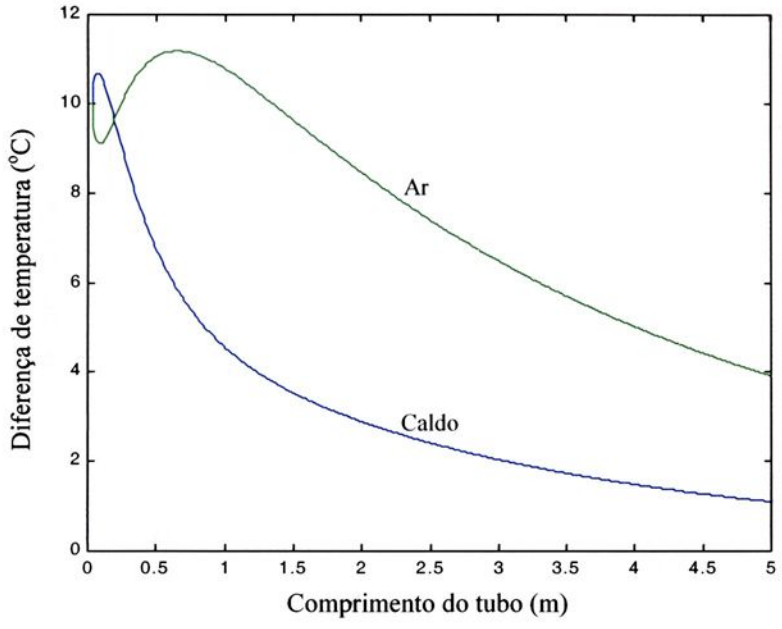


Figura 5.42 – Variação das diferenças de temperaturas do caldo e do ar, ao longo do escoamento

A figura 5.43 mostra a variação percentual das diferenças de temperaturas do caldo (ΔT_c) e do ar (ΔT_a), definidas no parágrafo anterior, e da concentração de vapor d'água no ar (ΔC_a), medido pela diferença de concentração do ar na interface e distante da interface, em relação às respectivas diferenças na entrada, ao longo do escoamento do tubo. Observa-se assim que, para as condições anotadas na tabela 5.1, a resistência à passagem de massa e calor do ar são similares.

Mas, como a transferência de calor para o ar é conseqüência da massa de água evaporada, conforme já analisado anteriormente, conclui-se que a resistência à transferência de massa é o fator preponderante para o desenvolvimento do processo.

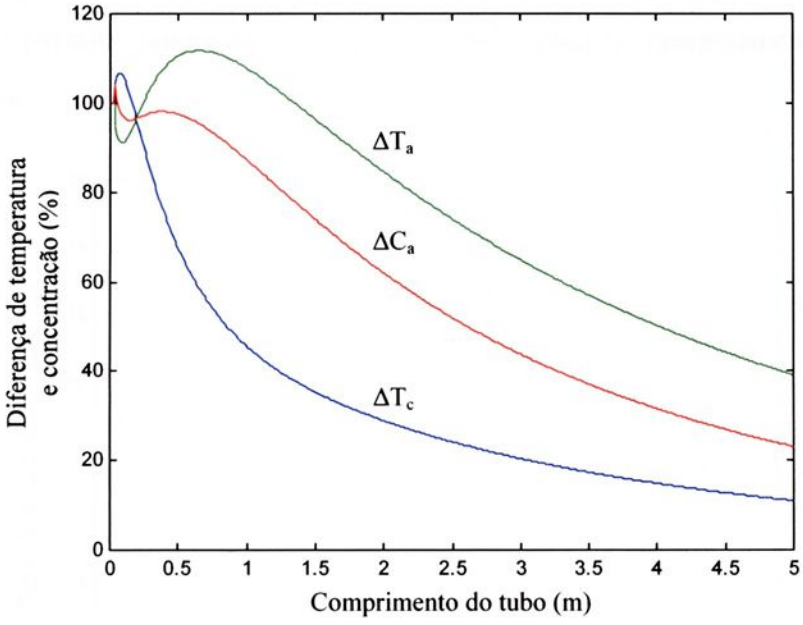


Figura 5.43 – Variação percentual das diferenças de temperatura do caldo e do ar e de concentração de vapor d'água no ar, ao longo do escoamento

5.4 Estudo da influência dos parâmetros de projeto

Apresenta-se, a seguir, alguns resultados comparativos realizados com o objetivo de avaliar a influência dos parâmetros de projeto, anotados na tabela 5.1, no processo evaporativo. Para facilitar o entendimento, analisa-se a variação de apenas um parâmetro por vez, mantendo-se os demais fixos. Observa-se que uma análise completa e minuciosa da ação destas variações nos mecanismos de transporte de calor e massa entre os fluidos, embora possível, seria muito extensa e extrapolaria os objetivos deste estudo. Por isso elegeu-se a taxa de evaporação para determinar o impacto destas variações, adicionando-se outras figuras para auxiliar o debate de alguma das interpretações ou aprofundar a discussão de algum conceito, quando julgado apropriado.

5.4.1 Variação da temperatura da parede do tubo

A figura 5.44 mostra a variação da taxa de evaporação em função do comprimento do tubo, para diversas temperaturas da parede, T_w. Observa-se que a temperatura da parede exerce uma influência, diretamente proporcional, de grande magnitude, ou seja, a evaporação aumenta com o aumento da temperatura da parede, e este efeito se

mantém ao longo do escoamento, embora com decaimento devido a outros fatores, já analisados. Isto permite, para estas condições, correlacionar os mecanismos de transferência de calor e massa.

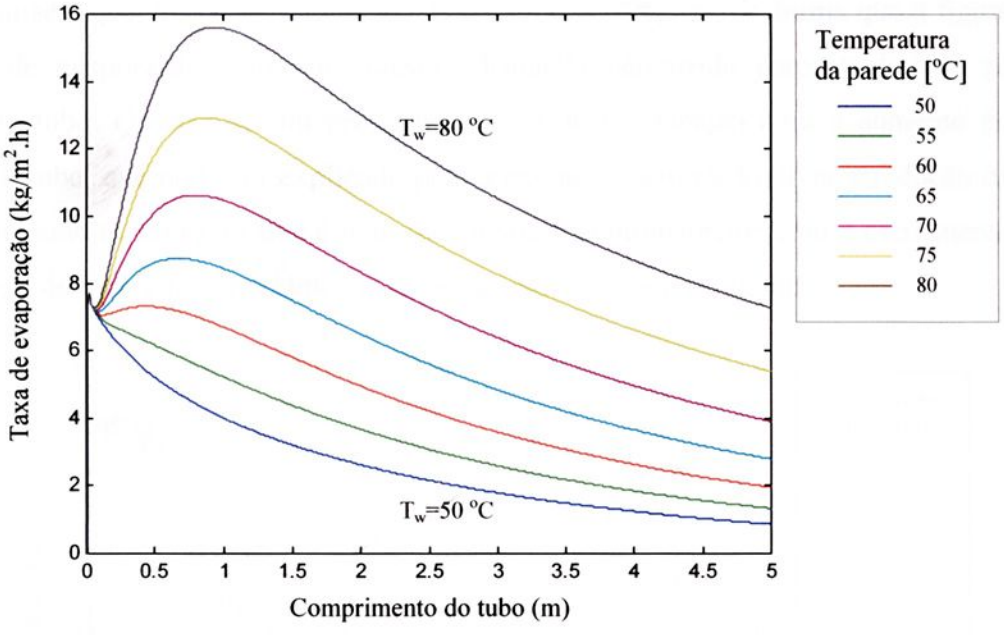


Figura 5.44 – Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversas temperaturas de parede do tubo

Nota-se ainda a distorção do perfil da taxa de evaporação no início do escoamento, mais acentuado quanto maior a temperatura da parede.

Calculando-se a média das taxas de evaporação encontrou-se os seguintes valores: para a temperatura da parede de 80 °C esta é igual a 11,32 kg/m^2.h e supera em larga escala a média de 4,534 kg/m^2.h, obtida para a temperatura da parede de 60 °C. Observa-se que as taxas de evaporação freqüentemente adotadas na indústria, para um evaporador de película descendente (falling film) trabalhando como primeiro 'efeito' da evaporação, para o fenômeno da ebulição nucleada, situa-se em torno de 35 kg/m^2.h. Contudo ressalta-se que, enquanto no modelo proposto os efeitos das incrustações foram desconsiderados, na aplicação prática estas são atuantes.

A parcela do calor latente permanece praticamente a mesma, 93,98 % do total.

Observa-se que, além do aumento do processo evaporativo, a distância entre as curvas da taxa de evaporação aumenta com a temperatura, ainda que a elevação da temperatura seja, percentualmente, menor a cada acréscimo.

5.4.2 Variação dos parâmetros geométricos do tubo

Analisa-se a seguir a ação dos parâmetros geométricos. A figura 5.45 mostra a variação da taxa de evaporação para diversos comprimentos de tubo. Para a obtenção destes resultados, fixou-se a quantidade de pontos axiais para todos os testes, de forma que a figura retrata a taxa de evaporação para uma mesma distância percorrida percentualmente ao comprimento do tubo. Observa-se um prejuízo da taxa de evaporação com o aumento do comprimento do tubo, que pode ser explicado pelo aumento da saturação do ar e redução da diferença de temperatura, entre o caldo e o ar, que ocorrem continuamente com o escoamento do caldo ao longo do tubo e que, portanto, se acentua com o seu comprimento.

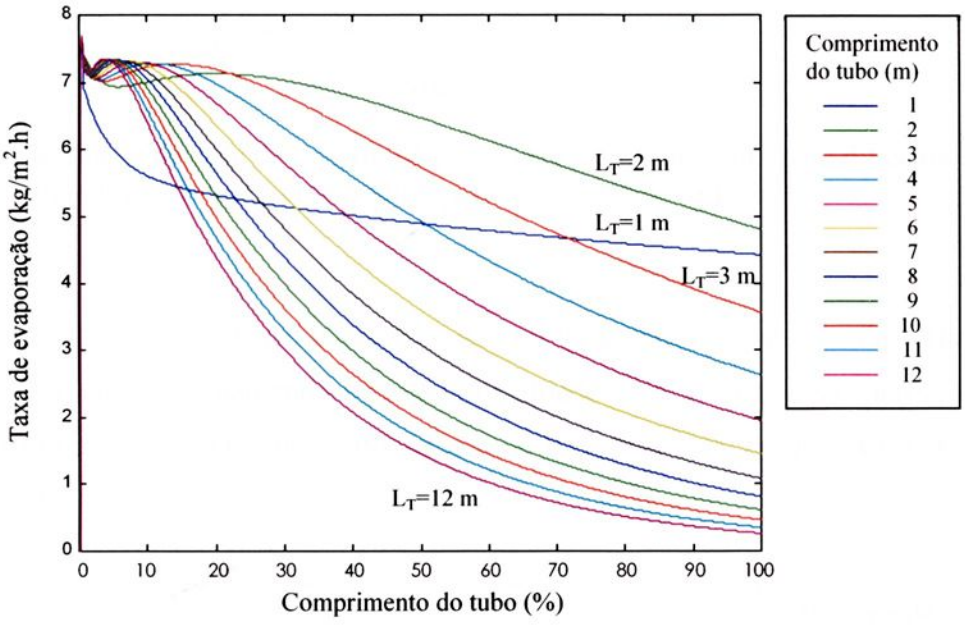


Figura 5.45 – Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversos comprimentos de tubo

Adicionalmente, observa-se um acentuamento do perfil parabólico das curvas com o aumento do comprimento do tubo: o decaimento da taxa de evaporação que, para um comprimento de tubo de 3 m apresenta um perfil próximo do linear, assume uma forma parabólica, para tubos de maior comprimento.

A figura 5.46 mostra a taxa de evaporação em função do comprimento, para diferentes diâmetros de tubos. Observa-se que a taxa de evaporação se reduz com o aumento do diâmetro do tubo, neste caso porque, mantendo-se o valor de número de Reynolds do ar fixo (igual a 12.000), a vazão mássica do ar se reduz, com o aumento do diâmetro.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

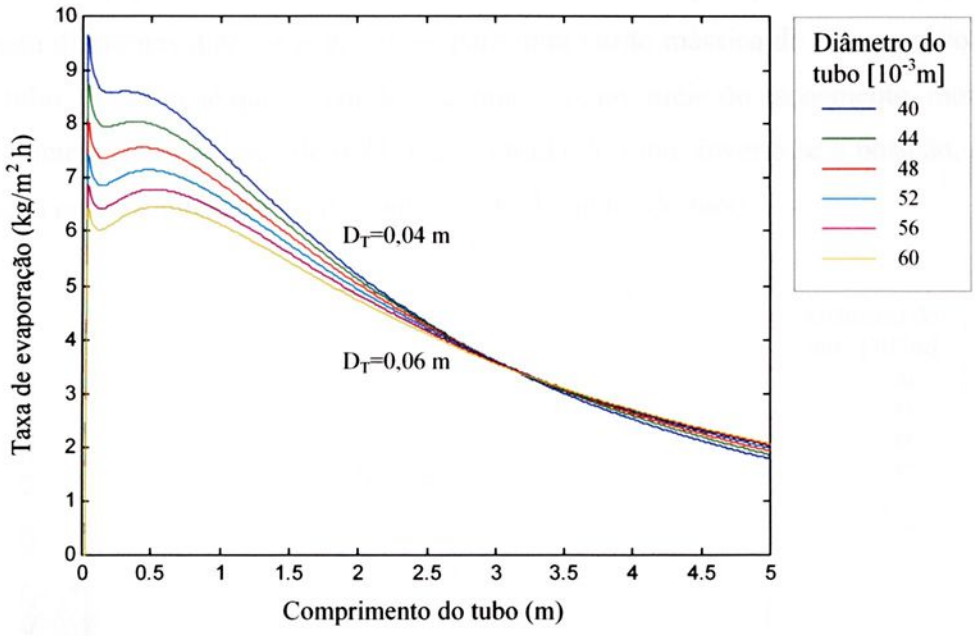


Figura 5.46 – Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo, com o número de Reynolds do ar fixo

Desta forma, variou-se o número de Reynolds na mesma proporção da variação do diâmetro do tubo, com isto mantendo a proporcionalidade deste com a vazão mássica de ar. A figura 5.47 mostra o comportamento do número de Reynolds local do ar, em função do comprimento do tubo.

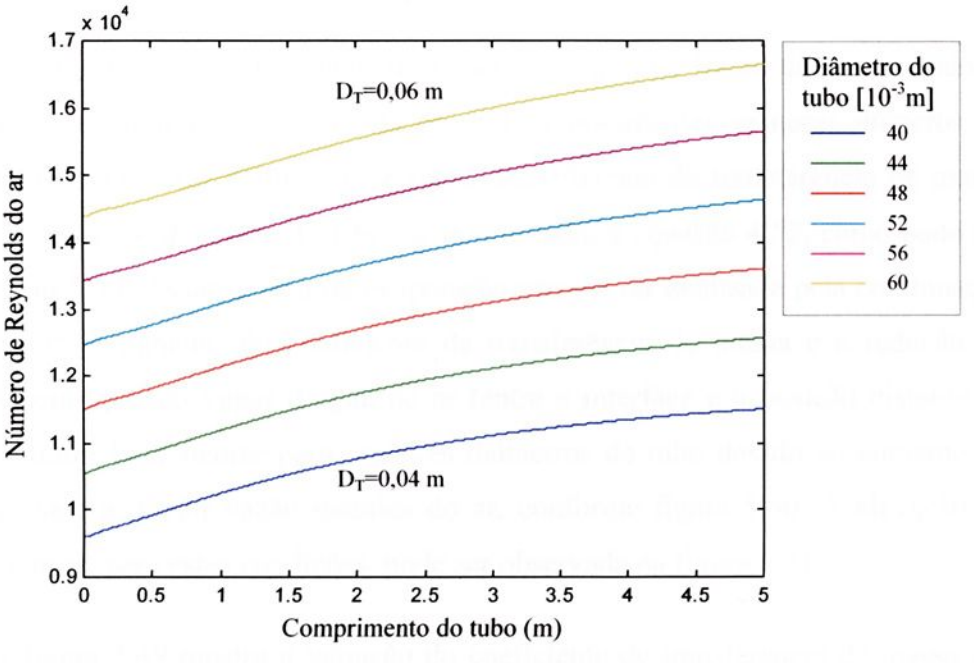


Figura 5.47 – Variação do número de Reynolds local do ar, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo

A figura 5.48 mostra a variação da taxa de evaporação em função do comprimento, para diferentes diâmetros de tubos, para uma vazão mássica de ar proporcional ao diâmetro do tubo. Observa-se que a taxa de evaporação é, no início do escoamento, menor para maiores diâmetros; mas, a cerca de 0,75 m da entrada do tubo, inverte-se a posição, e a taxa de evaporação passa a aumentar com o aumento do diâmetro do tubo.

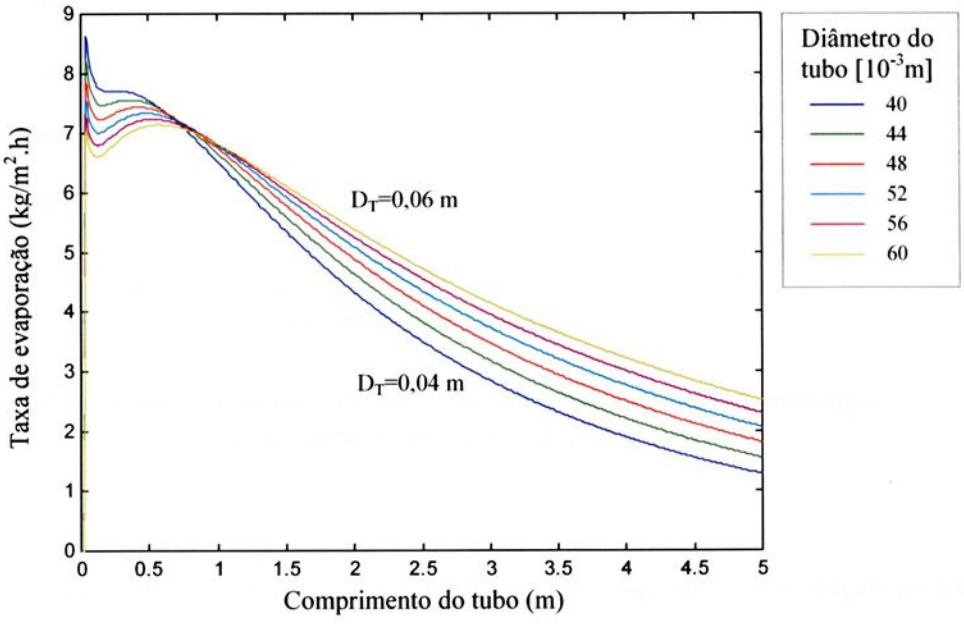


Figura 5.48 – Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo, com o número de Reynolds do ar variando proporcionalmente ao diâmetro do tubo

Na investigação deste fenômeno observa-se que, no início do escoamento, a despeito dos menores números de Reynolds do ar (e conseqüentes menores números de Sherwood do ar) para menores diâmetros de tubo, o coeficiente de transferência de massa aumenta com a redução do diâmetro do tubo, de acordo com a equação 4.52, como pode ser observado na figura 5.49. Assim a taxa de evaporação precisa ser analisada pela combinação de dois parâmetros: o aumento do coeficiente de transferência de massa e a redução da diferença de concentração do vapor d'água no ar (entre a interface e a posição distante da interface). Este último fator ocorre para menores diâmetros de tubo devido ao aumento da saturação do ar, dada a menor vazão mássica do ar, conforme figura 5.50. A elevação da umidade relativa do ar, para estas condições, pode ser observada na figura 5.51.

A figura 5.49 mostra a variação do coeficiente de transferência de massa em função do comprimento, para diferentes diâmetros de tubos.

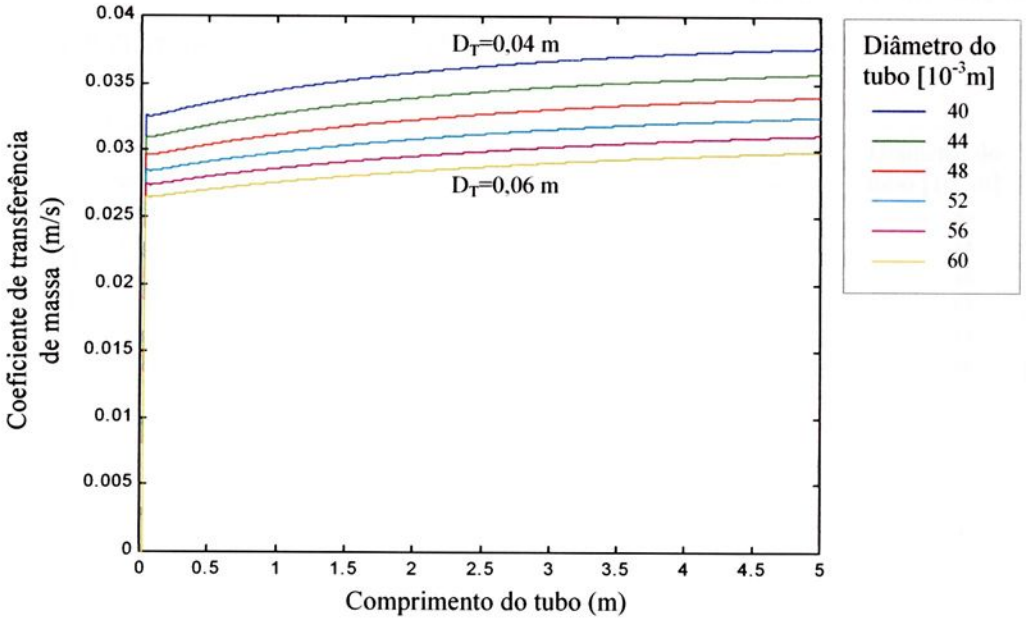


Figura 5.49 – Variação do coeficiente de transferência de massa, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo

A figura 5.50 mostra o comportamento da diferença de concentração de vapor d'água no ar, entre as posições na interface e distante da interface, em função do comprimento, para diferentes diâmetros de tubos.

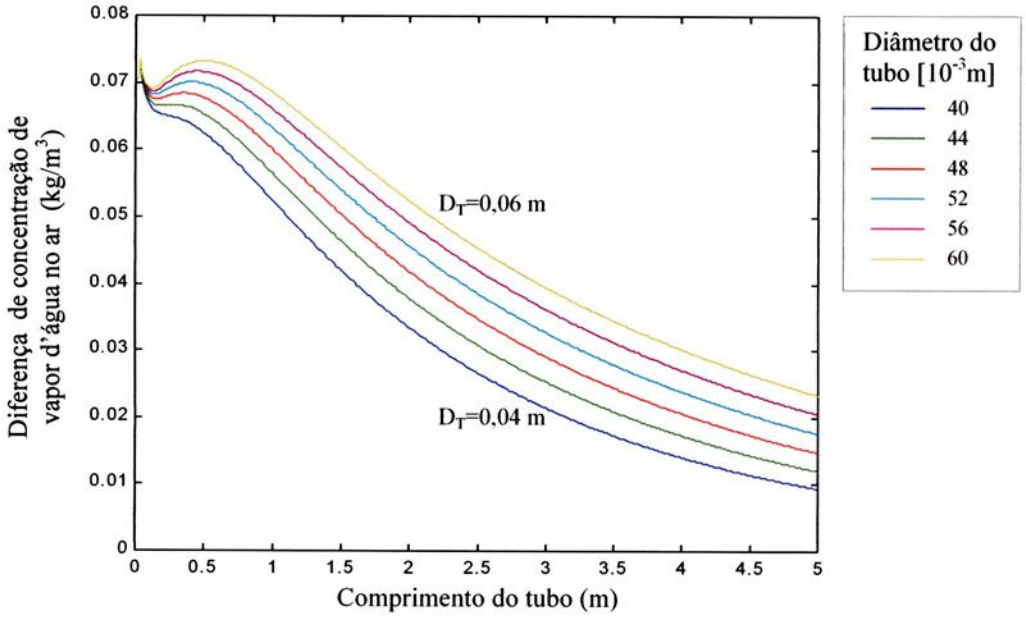


Figura 5.50 – Variação da diferença de concentração de vapor d'água no ar, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo, entre as posições na interface e distante da mesma

A figura 5.51 mostra o comportamento da umidade relativa do ar em função do comprimento, para diferentes diâmetros de tubos.

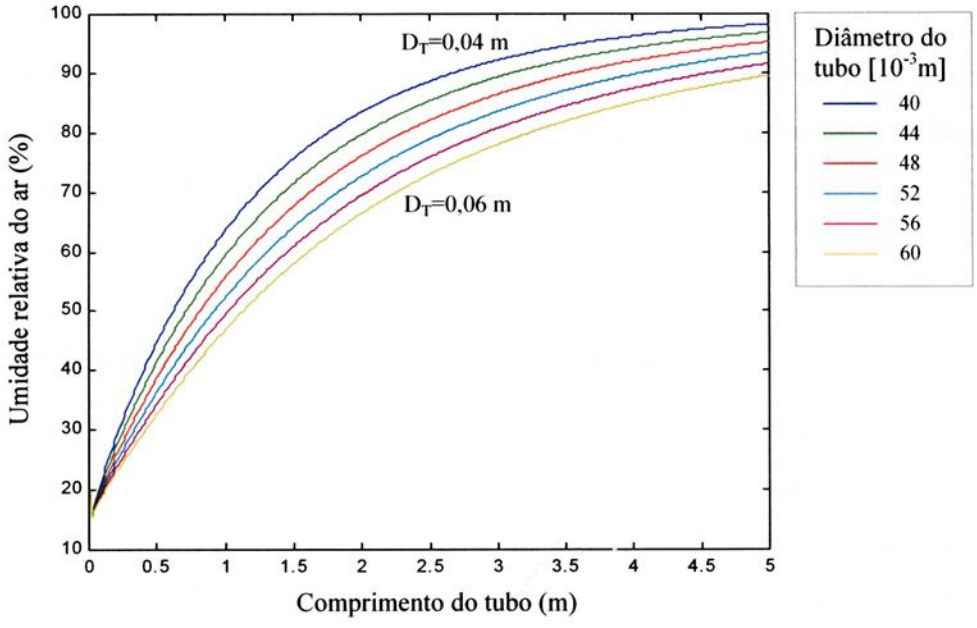


Figura 5.51 – Variação da umidade relativa do ar, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo

A figura 5.52 mostra a variação da temperatura da interface do caldo-ar em função do comprimento, para diferentes diâmetros de tubos.

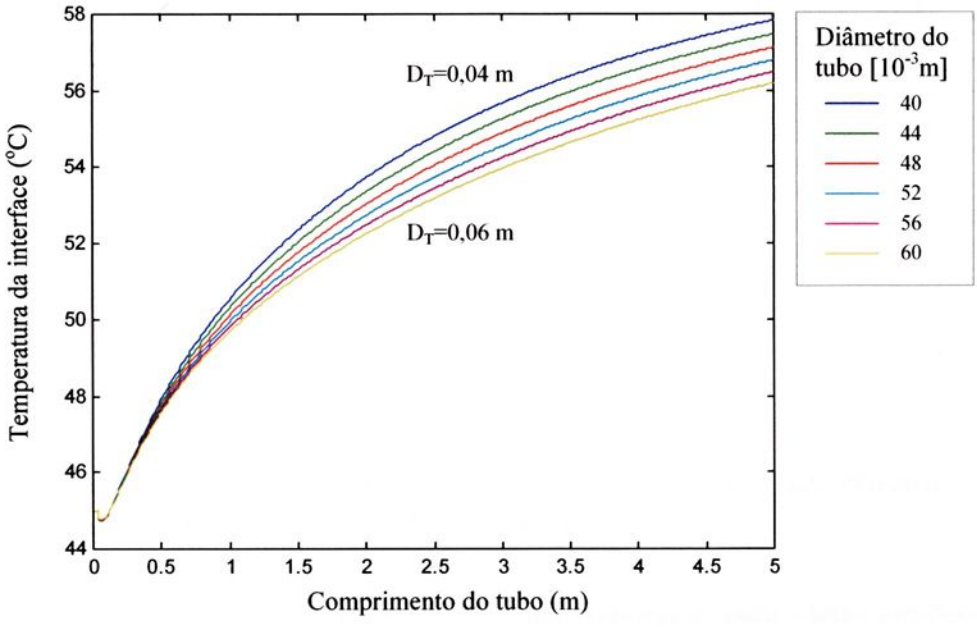


Figura 5.52 – Variação da temperatura da interface caldo-ar, ao longo do escoamento, para diversos diâmetros de tubo

Observa-se que, para uma mesma temperatura de entrada no tubo, a interface se aquece ao longo do escoamento, para diâmetros menores, devido à menor eficiência do processo evaporativo.

Estabelece-se assim uma correspondência entre o diâmetro do tubo e o seu comprimento ótimo, ou seja, o comprimento para a maior eficiência do processo será função diretamente proporcional ao diâmetro do tubo.

5.4.3 Variação dos parâmetros estabelecidos para o ar

A figura 5.53 mostra a variação da taxa de evaporação para vários números de Reynolds do ar, estabelecidos na entrada, em função do comprimento do tubo. Observa-se o aumento da eficiência do processo com o aumento da vazão mássica de ar (resultado do aumento do número de Reynolds, na entrada), e uma discreta redução da distância entres as curvas da taxa de evaporação, ao longo de todo o escoamento, ou seja, esta influência praticamente se mantém desde a entrada até a saída do tubo.

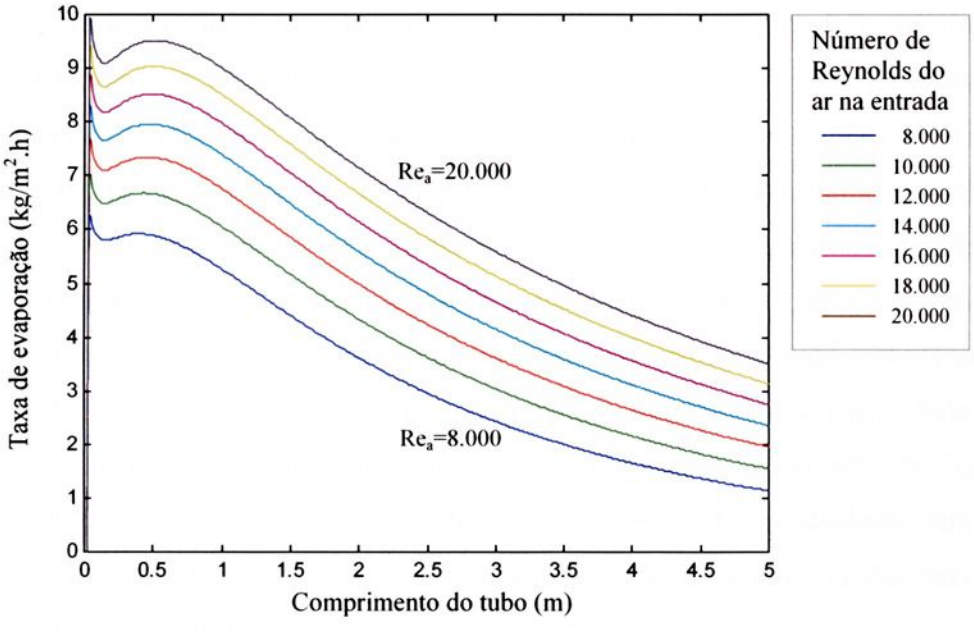


Figura 5.53 – Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversos números de Reynolds do ar na entrada

A figura 5.54 mostra a variação da taxa de evaporação para várias umidades relativas do ar, estabelecidas na entrada, em função do comprimento do tubo. A taxa de

evaporação se reduz, com o aumento da umidade do ar, devido à diminuição da diferença de concentração de vapor d'água no ar, entre as posições na interface e distante da interface.

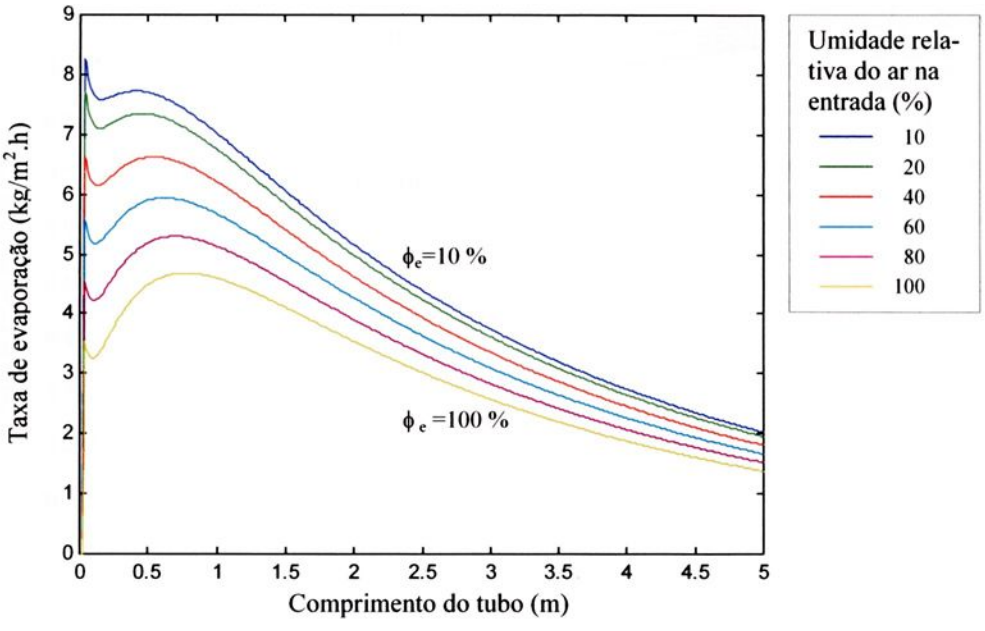


Figura 5.54 – Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada

Observa-se que as distâncias entre as curvas da taxas de evaporação apresenta um comportamento diferente daquele citado na análise da figura 5.53, com uma nítida aproximação entre elas. Nota-se que a ação da variação da umidade é mais intensa no início do escoamento e se reduz, gradativamente, ao longo do escoamento, atribuído como um efeito da aproximação do ponto de saturação do ar. Ressalta-se que, mesmo saturado na entrada, a uma dada temperatura de entrada, o ar se aquece pelo contato com o caldo e, dado ao método de solução matemática adotado (que considera o ar em equilíbrio termodinâmico com o caldo, na interface, portanto, à temperatura deste) e pela propriedade de aumentar a capacidade de absorção de vapor d'água com a temperatura, torna-se imediatamente insaturado. A figura 5.55 apresenta o comportamento da umidade relativa do ar ao longo do escoamento, para as mesmas condições de umidade, onde visualiza-se a tendência de convergência das curvas, aproximando-se do ponto de saturação.

Mas observa-se também, ainda na figura 5.54, que a distorção do perfil da taxa de evaporação, que ocorre logo após a entrada no tubo, se acentua, com o aumento da umidade. O entendimento é que, dada à menor evaporação, há um maior aquecimento inicial do caldo e assim, da interface, como pode ser observado na figura 5.56, e, por conseguinte, do

ar, mudando as propriedades dos dois fluidos e o desenvolvimento do processo. Um efeito tanto maior quanto maior a saturação do ar.

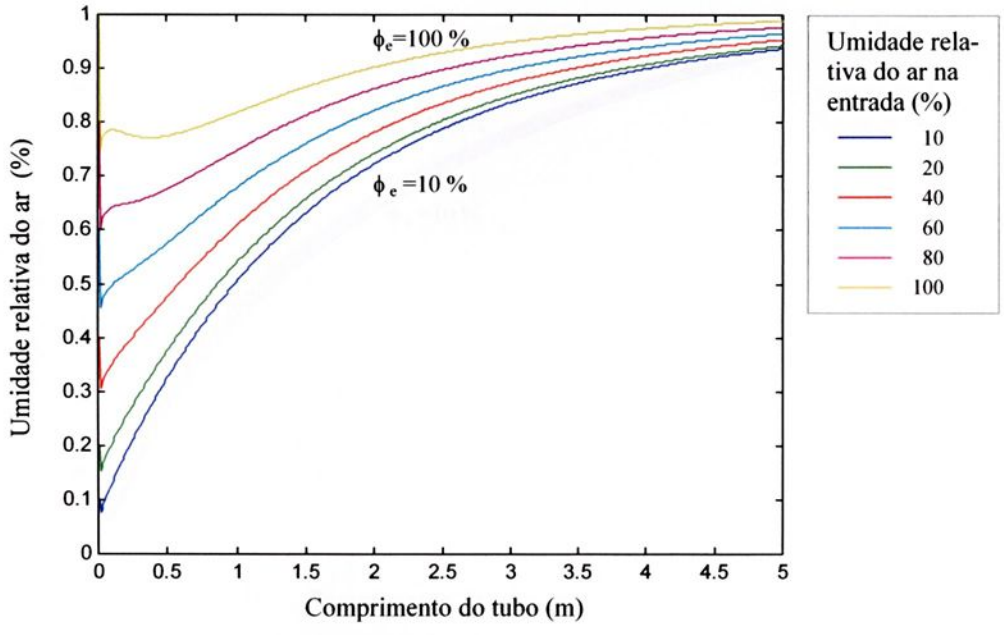


Figura 5.55 – Variação da umidade relativa do ar, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada

A figura 5.56 apresenta a variação da temperatura da interface, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada.

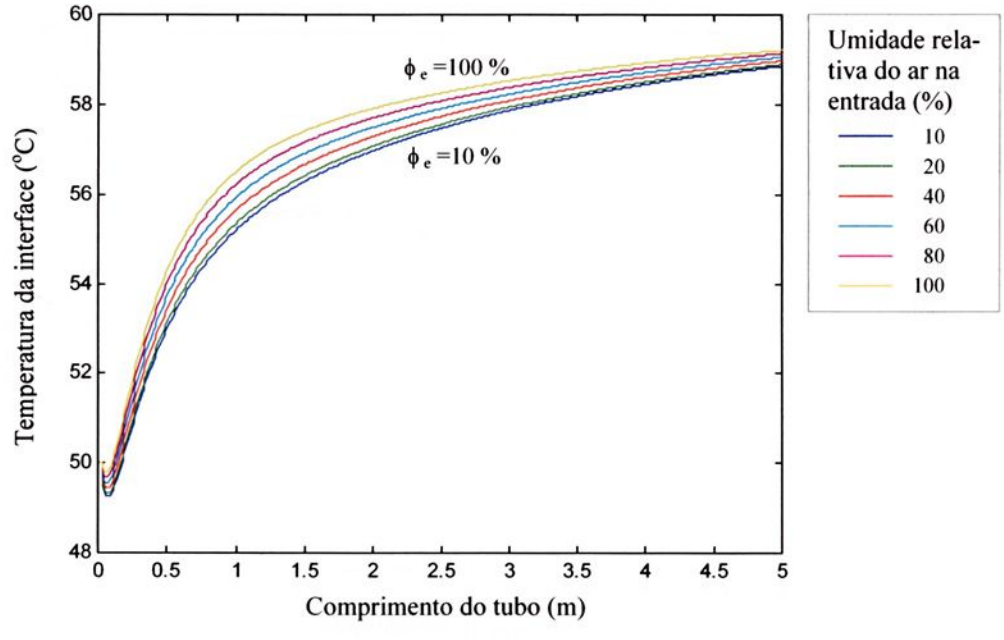


Figura 5.56 – Variação da temperatura da interface caldo-ar, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada

A figura 5.57 mostra, em função do comprimento do tubo, que a elevação da temperatura do ar, para as mesmas condições de umidade relativa do ar, é discreta.

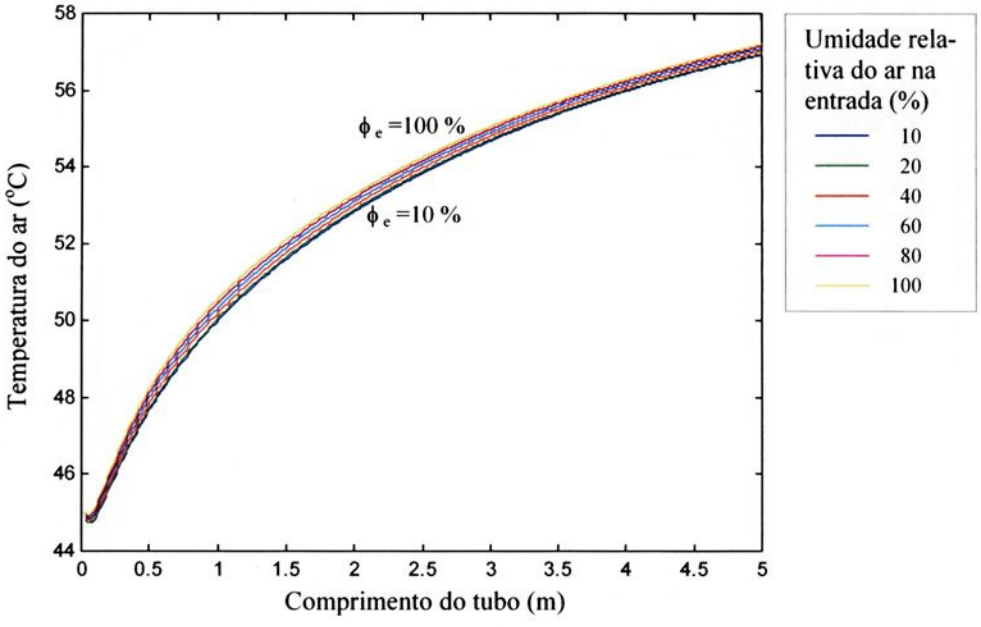


Figura 5.57 – Variação da temperatura do ar na posição distante da interface caldo-ar, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada

A figura 5.58 apresenta, pelas mesmas razões anteriormente comentadas nas análises das figuras 5.53 e 5.55, o aumento da velocidade média do caldo ao longo do escoamento, resultado da redução da viscosidade com o aumento da sua temperatura.

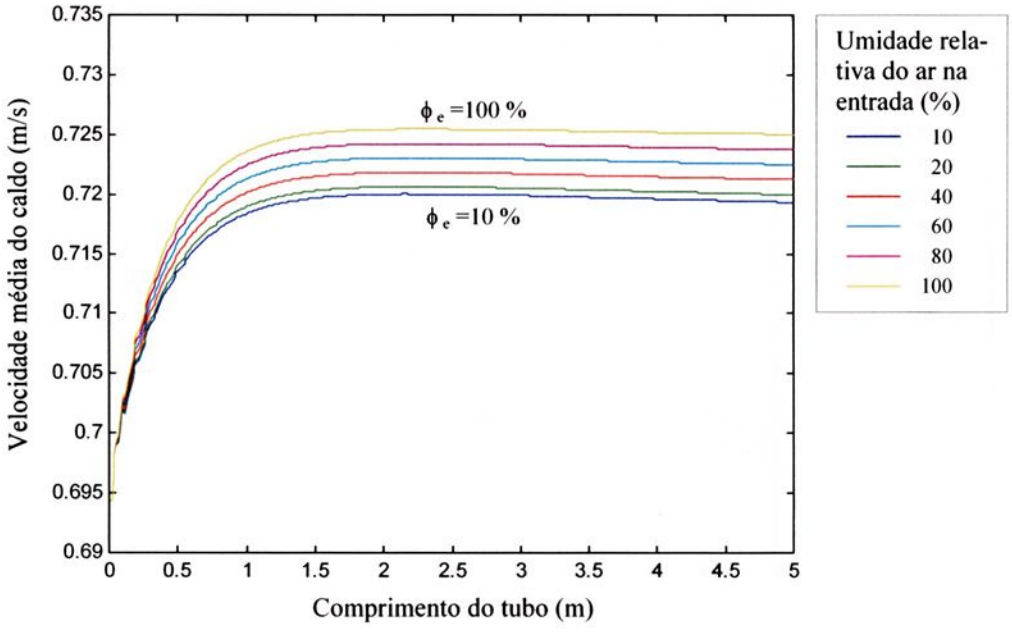


Figura 5.58 – Variação da velocidade média do caldo, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada

A figura 5.59 mostra que, a despeito da redução da eficiência do processo, o calor transmitido do caldo para o ar por convecção aumenta, devido ao acréscimo da temperatura da interface.

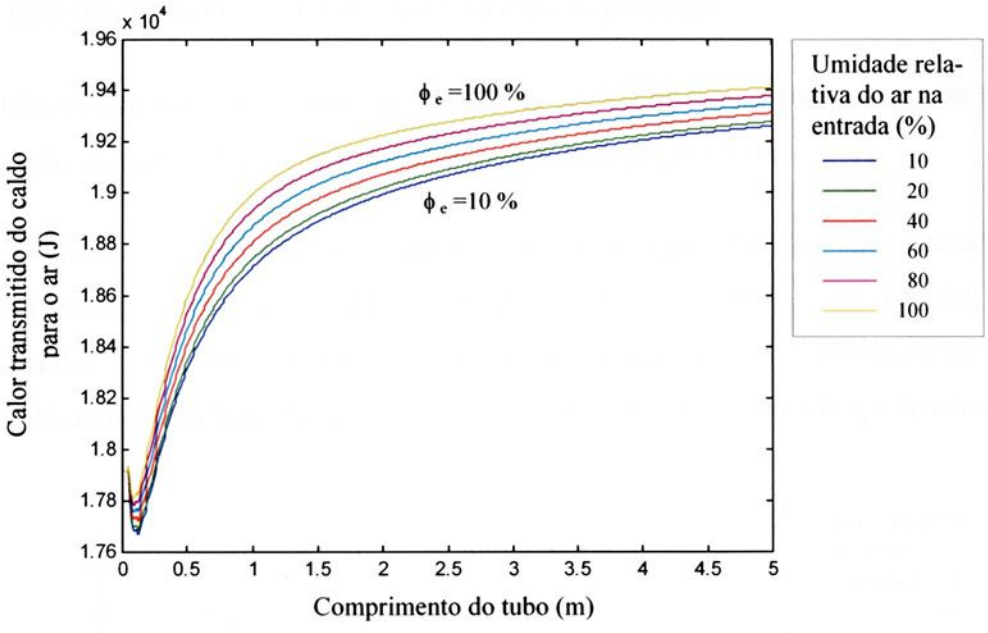


Figura 5.59 – Variação do calor transmitido por convecção do caldo para o ar, ao longo do escoamento para diversas umidades relativas do ar na entrada

Mas, apesar do aumento da parcela do calor transmitido por convecção, a figura 5.60 mostra que houve redução do calor total transmitido para o ar, como resultado da redução da eficiência do processo evaporativo.

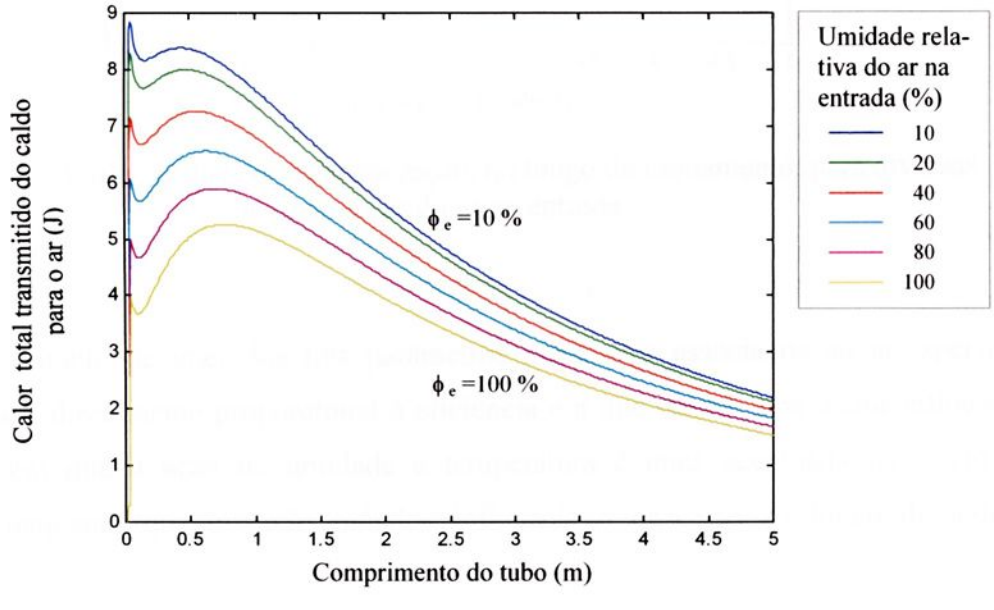


Figura 5.60 – Variação do calor total transmitido do caldo para o ar, ao longo do escoamento, para diversas umidades relativas do ar na entrada

Assim, como todos os parâmetros, à exceção da umidade relativa do ar, foram mantidos constantes, isto comprova, mais uma vez, que a influência da resistência à transferência de massa prepondera sobre a influência da resistência à transferência de calor e constitui-se no fator determinante para o desenvolvimento do processo.

Observa-se também, como esperado, uma correspondência entre as curvas das taxas de evaporação, figura 5.54, e as do calor total transmitido, figura 5.60.

Finalizando a análise dos parâmetros do ar, a figura 5.61 mostra a taxa de evaporação para várias temperaturas do ar, estabelecidas na entrada, em função do comprimento do tubo. A taxa de evaporação se reduz, com o aumento da temperatura do ar, pois a conseqüente redução da transferência de calor do caldo diminui sua mudança de estado.

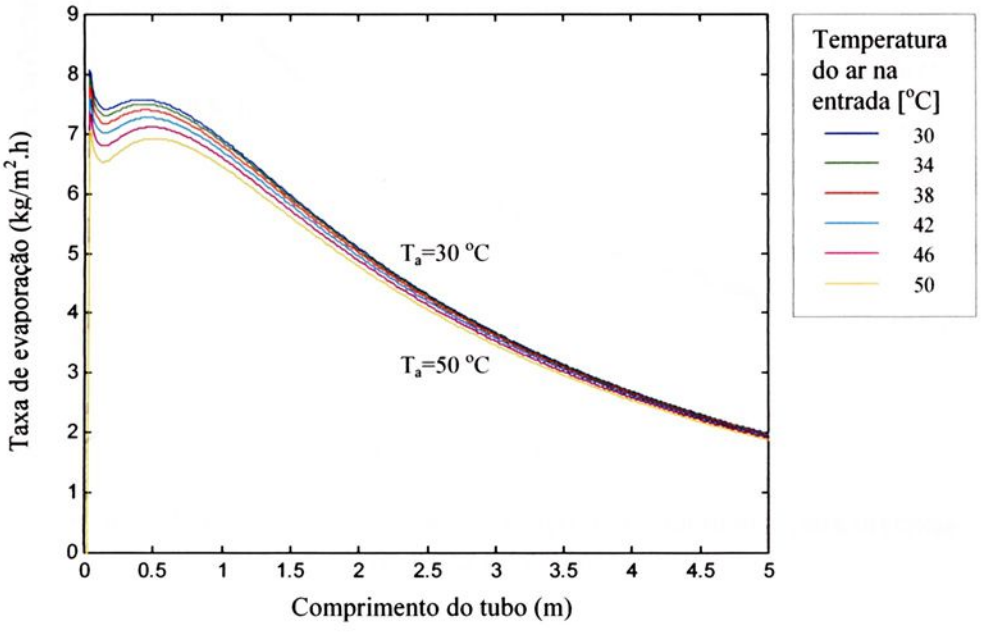


Figura 5.61 – Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversas temperaturas do ar na entrada

Conclui-se que, dos três parâmetros analisados associados ao ar, apenas a vazão mássica é diretamente proporcional à eficiência e a que exerce uma maior influência. Nota-se também que a ação da umidade e temperatura é mais acentuada no início do escoamento, enquanto que a vazão mássica influencia o processo ao longo de todo o escoamento.

5.4.4 Variação dos parâmetros do caldo

Finalmente analisa-se os parâmetros de projeto relacionados ao caldo.

A figura 5.62 mostra a taxa de evaporação, ao longo do comprimento do tubo, para diversas espessuras de película do caldo, sendo que, conforme esperado, a taxa de evaporação aumenta com a redução da espessura da película; mas o efeito é significativo apenas no início do escoamento, uma vez que ocorre uma inversão deste fenômeno a partir de um ponto situado aproximadamente na metade do comprimento do tubo.

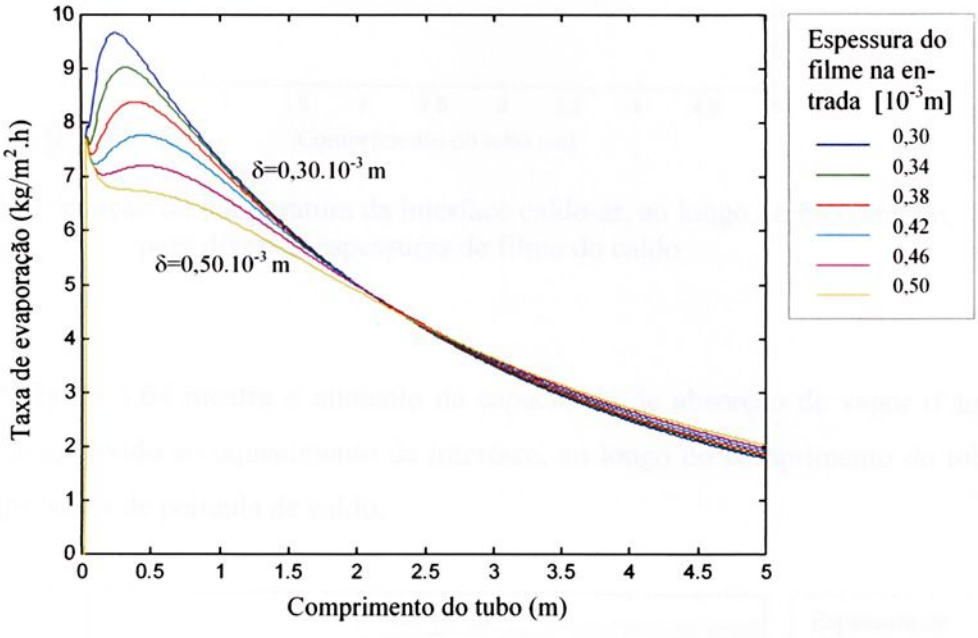


Figura 5.62 – Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversas espessuras de filme do caldo

Para melhor entendimento, analisa-se o fenômeno separadamente. No início do escoamento, o aumento da eficiência do processo guarda estreito relacionamento com o mecanismo de difusão da quantidade de movimento: com a diminuição da espessura da película, e por conseqüência da velocidade do caldo, a difusão de calor no sentido axial é reduzida e a transferência radial de calor é responsável por um aumento significativo da temperatura da interface, conforme figura 5.63, aumentando a capacidade de absorção de vapor d'água do ar na interface, conforme figura 5.64.

A figura 5.63 mostra o aumento da temperatura da interface com a redução da espessura de película de caldo, ao longo do comprimento do tubo, para diversas espessuras.

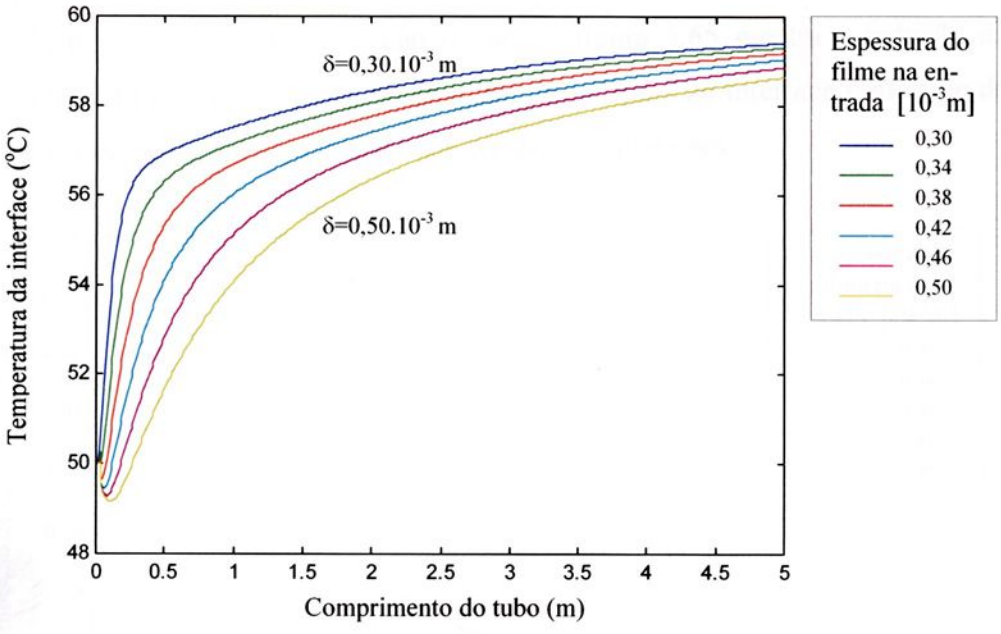


Figura 5.63 - Elevação da temperatura da interface caldo-ar, ao longo do escoamento, para diversas espessuras de filme do caldo

A figura 5.64 mostra o aumento da capacidade de absorção de vapor d'água pelo ar na interface, devido ao aquecimento da interface, ao longo do comprimento do tubo, para diversas espessuras de película de caldo.

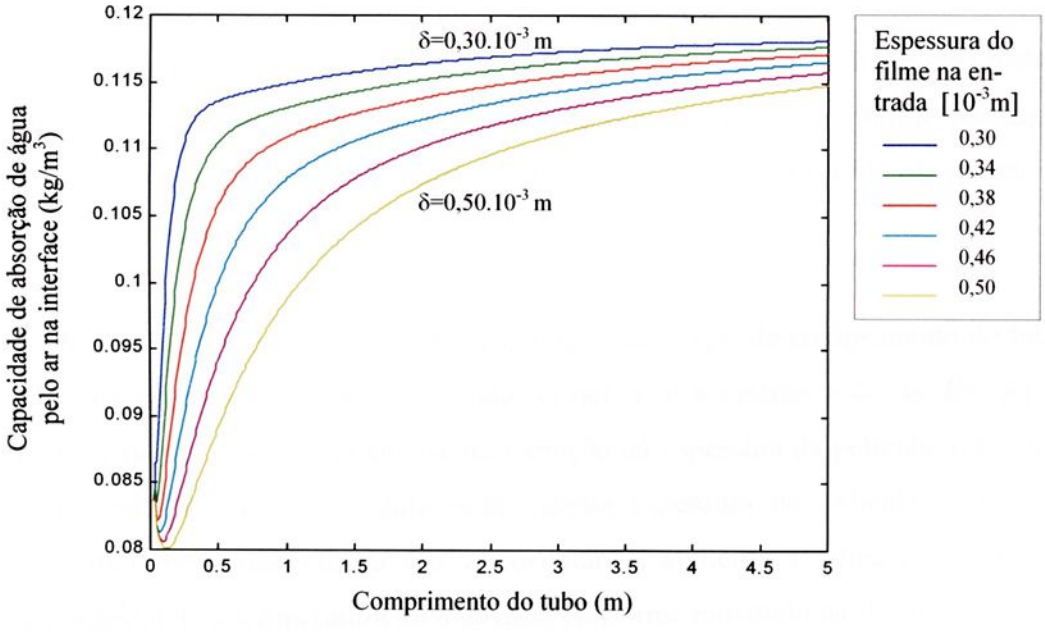


Figura 5.64 – Variação da capacidade de absorção de vapor d'água pelo ar na interface caldo-ar, ao longo do escoamento, para diversas espessuras de filme do caldo

Após a metade do comprimento do tubo, a perda de eficiência do processo pode ser explicada pelo aumento da saturação do ar. A figura 5.65 mostra a redução da diferença de concentração de vapor d'água no ar, entre as posições na interface e distante da interface, ao longo do escoamento, para as mesmas condições anteriores.

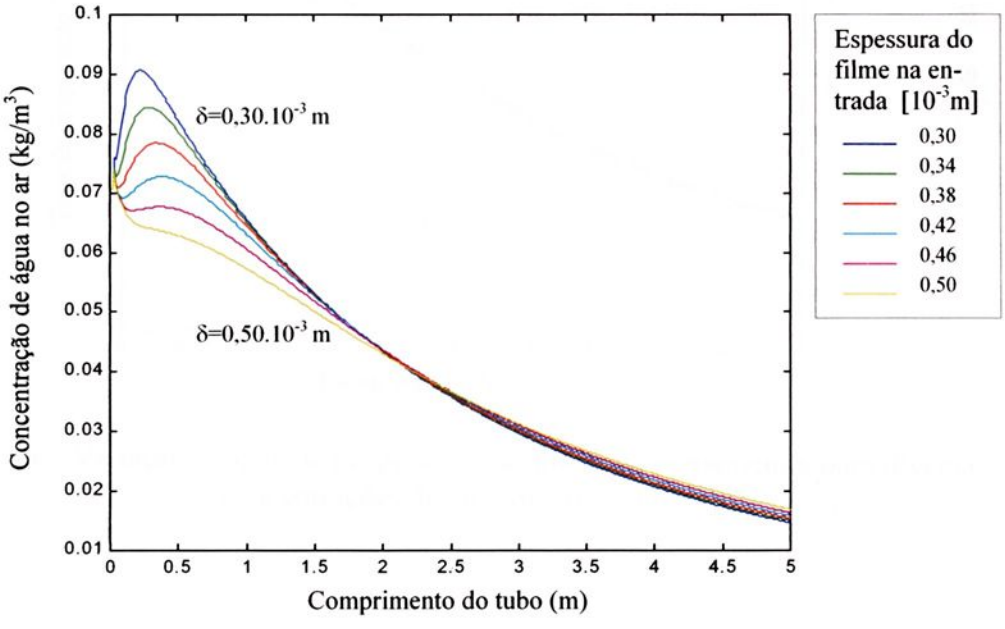


Figura 5.65 – Variação da diferença de concentração de vapor d'água no ar, ao longo do escoamento, para diversas espessuras de filme do caldo, entre as posições na interface caldo-ar e distante da mesma

O entendimento deste fenômeno demonstra que a espessura da película exerce uma importante influência no mecanismo de transporte e massa e que, conforme postulado por Yan (1994), comentando as considerações feitas por Lin et al. (1988), não pode, na prática, ser desconsiderado.

A figura 5.66 mostra a taxa de evaporação, ao longo do comprimento do tubo, para diversas concentrações do caldo na entrada. Observa-se a mesma ação da difusão da quantidade de movimento descrito na análise da variação da espessura da película, ou seja, o aumento da concentração do caldo, para uma mesma espessura de película, diminui a velocidade do caldo (pelo aumento da sua viscosidade) e aumenta a difusão do calor no sentido axial, aumentando a temperatura da interface, conforme mostrado na figura 5.67.

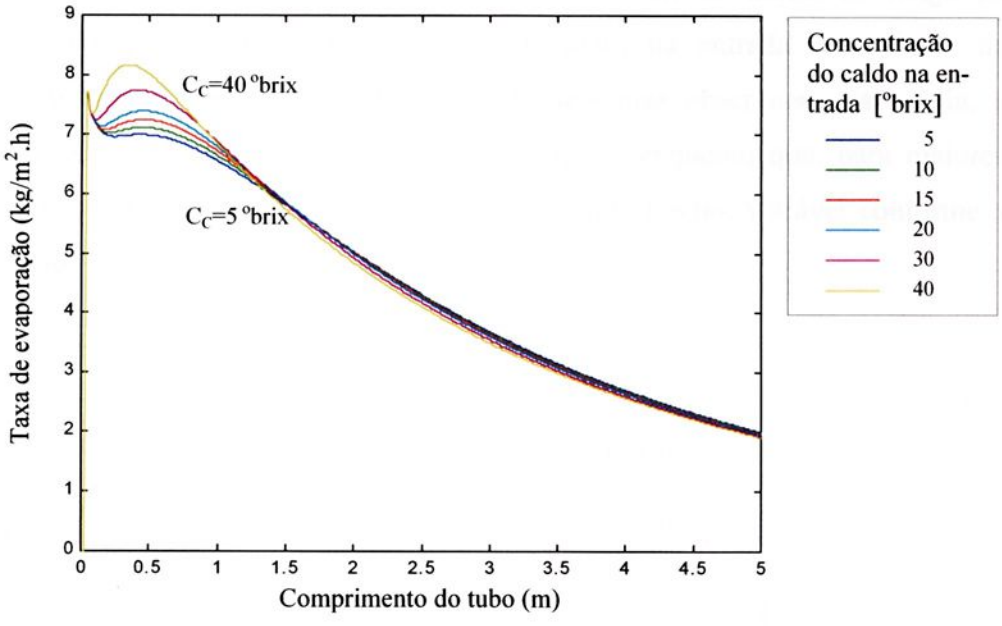


Figura 5.66 – Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversas concentrações de entrada do caldo

A figura 5.67 mostra a variação da temperatura da interface, ao longo do comprimento do tubo, para diversas concentrações do caldo na entrada.

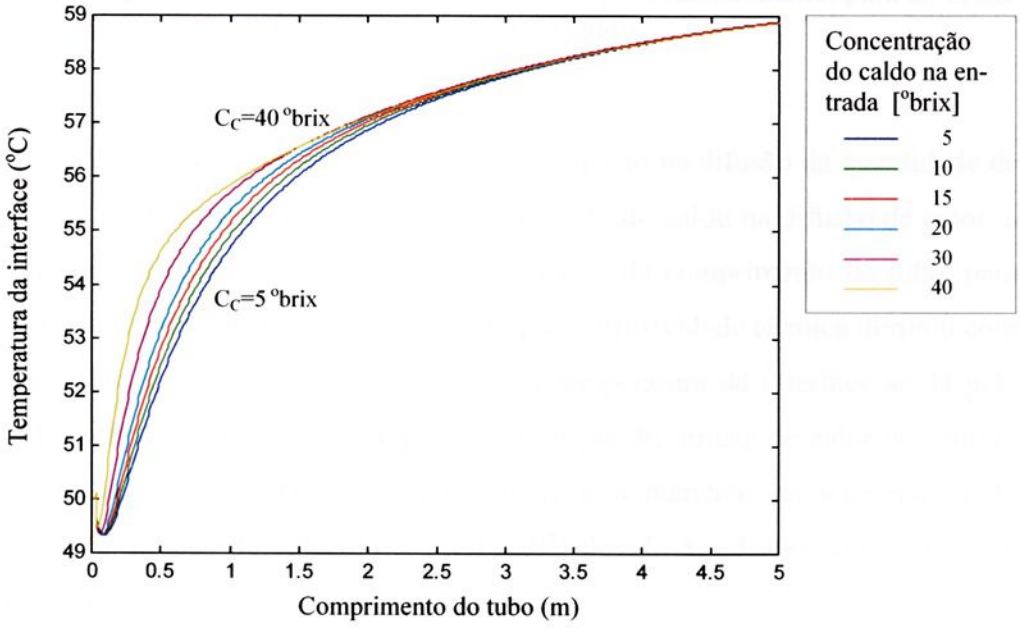


Figura 5.67 – Variação da temperatura da interface caldo-ar, ao longo do escoamento, para diversas concentrações de entrada do caldo

A figura 5.68 mostra o comportamento da velocidade média ao longo do comprimento do tubo, para várias concentrações do caldo, na entrada. Os efeitos da concentração no escoamento do caldo já foram analisados mas observa-se, na média, a contínua aceleração do caldo para as menores concentrações, enquanto que, para maiores concentrações, ocorre uma desaceleração após um determinado trecho, variável conforme a concentração do caldo na entrada.

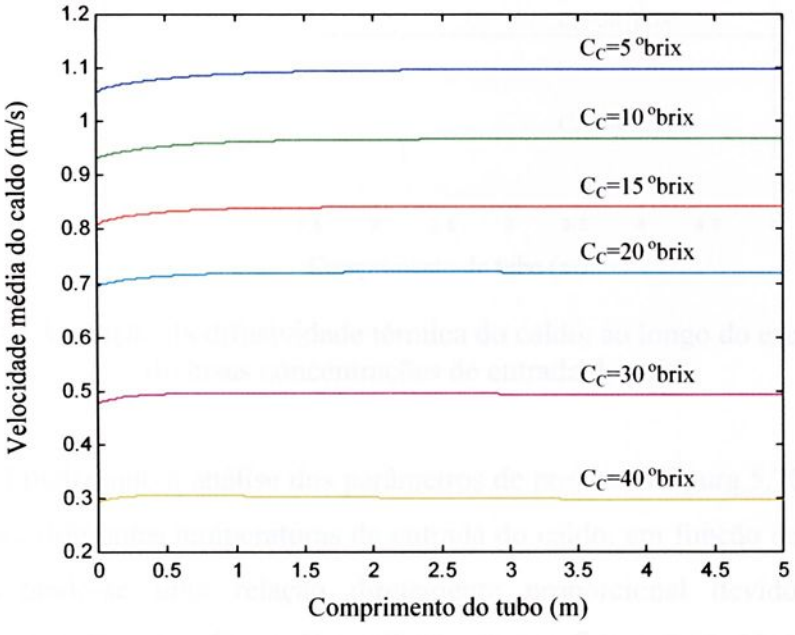


Figura 5.68 – Variação da velocidade média do caldo, ao longo do escoamento, para diversas concentrações de entrada do caldo

Mas, além da redução da velocidade e do impacto na difusão da quantidade de movimento, é preciso considerar a influência da concentração do caldo na difusão de calor: a figura 5.69 mostra a difusividade térmica do caldo ao longo do comprimento do tubo, para várias concentrações do caldo, na entrada. Observa-se que a difusividade térmica diminui com a concentração do caldo e que, por isso, a elevação da temperatura da interface se dá pela sobreposição de dois efeitos antagônicos: enquanto a redução do arraste de calor no sentido axial devido à redução da velocidade do caldo favorece o aumento da temperatura da interface, a redução da difusão de calor no sentido radial devido à redução da difusividade térmica do caldo, prejudica.

Ressalta-se que este efeito não é observado no escoamento de substâncias puras.

unesp

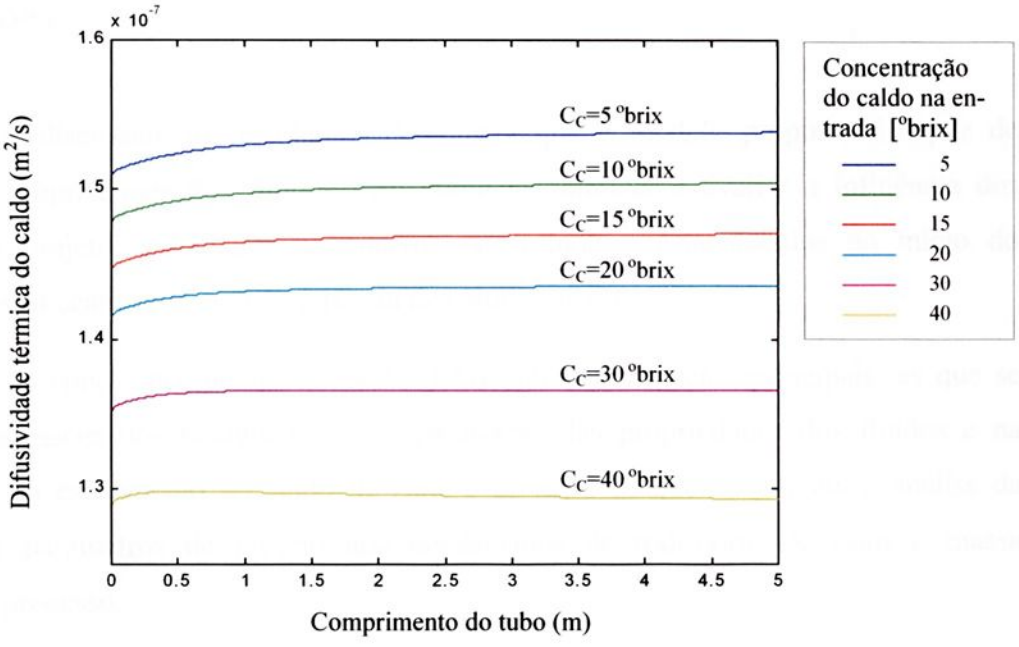


Figura 5.69 – Variação da difusividade térmica do caldo, ao longo do escoamento, para diversas concentrações de entrada do caldo

Finalizando a análise dos parâmetros de projeto, a figura 5.70 mostra a taxa de evaporação para diferentes temperaturas de entrada do caldo, em função do comprimento do tubo, caracterizando-se uma relação diretamente proporcional devido à elevação da temperatura da interface, conforme já analisado para a figura 5.63. Nota-se um efeito da inversão das curvas das taxas de evaporação, similar ao relatado para a espessura da película.

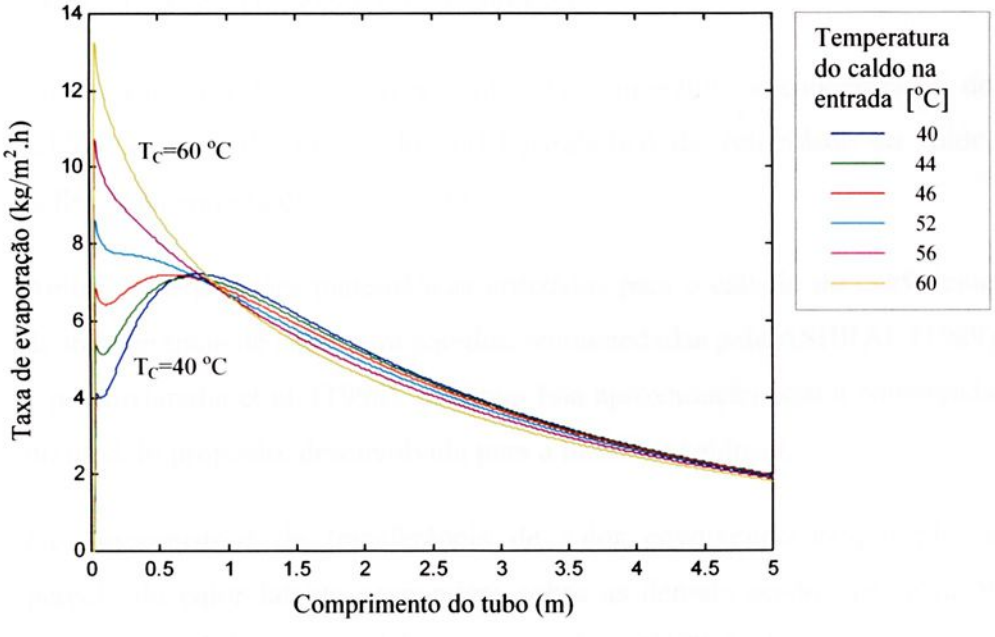


Figura 5.70 – Variação da taxa de evaporação, ao longo do escoamento, para diversas temperaturas de entrada do caldo

6 Conclusões

A discussão dos resultados demonstra que o modelo proposto é capaz de determinar as propriedades dos fluidos bem como caracterizar e avaliar a influência dos parâmetros de projeto, associados ao sistema em estudo e estabelecidos no início do escoamento, nos mecanismos de transferência de calor e massa.

As conclusões podem ser entendidas sob dois aspectos principais: as que se referem às discussões dos resultados na determinação das propriedades dos fluidos e na caracterização do escoamento do caldo de cana e do ar, e as que se referem à análise da influência dos parâmetros de projeto nos mecanismos de transporte de calor e massa envolvidos no processo.

Sobre as propriedades dos fluidos e caracterização dos seus respectivos escoamentos, enumera-se:

1. A diminuição da espessura da película de caldo de cana é função primordial do aumento da sua velocidade, que exerce uma influência maior do que a perda de massa devido à evaporação,

2. A influência da temperatura do caldo no processo é maior do que a da sua concentração, neste caso devido à maior magnitude do gradiente de temperatura em relação ao de concentração,

3. Como resultado da ação do aumento da temperatura e concentração do caldo, ocorre a destruição do perfil parabólico da velocidade do caldo, definido na entrada do escoamento.

4. Ambas as expressões matemáticas utilizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor para paredes, recomendadas pela ASHRAE (1989) e por Jayamaha et al. (1996), mostram boa aproximação com a empregada no modelo proposto, desenvolvida para a interface caldo-ar,

5. Nos mecanismos de transferência de calor envolvendo evaporação, a parcela do calor latente prepondera sobre as demais sendo que, para as condições definidas no modelo, correspondeu a 93,85 % do total,

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

6. A resistência à passagem de calor do caldo é menor do que a resistência à passagem de calor do ar,

7. O estudo demonstrou que, do ponto de vista térmico, a evaporação é um processo de resfriamento da película de caldo,

8. A resistência à transferência de massa prepondera sobre a resistência à passagem de calor,

Sobre a análise da influência dos parâmetros de projeto relaciona-se:

9. Dos nove parâmetros de projeto analisados, a temperatura da parede e a vazão mássica do ar exercem uma maior influência na eficiência do processo evaporativo,

10. Com o aumento do comprimento do tubo observa-se uma acentuada diminuição da taxa de evaporação,

11. O estudo identificou uma co-relação do diâmetro e comprimento do tubo em relação à eficiência do processo. Desta forma, para a obtenção de maiores taxas de evaporação, permanecendo os demais parâmetros fixos, a influência da variação do diâmetro e o comprimento do tubo deve ser analisada em conjunto,

12. A difusão da quantidade de movimento na película de caldo influencia a eficiência do processo e por isso a espessura da película não pode ser considerada extremamente fina, e seus efeitos desprezados,

13. O aumento da concentração do caldo aumenta a eficiência do processo, pelo aumento da difusão de calor no sentido radial e elevação da temperatura da interface caldo-ar e do ar. Com isto, aumenta a insaturação do ar e sua capacidade de absorção de água.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

7 Projetos futuros

Da análise das limitações realizadas tanto pelas considerações para a definição do modelo físico como pelas condições de contorno necessárias para o equacionamento matemático, permite-se sugerir:

- Considerar o perfil radial de concentração do caldo, na película,
- Estudar o escoamento da película de caldo para uma vazão mássica de ar em contra-corrente,
- Aprimorar o modelo matemático através do estudo dos efeitos de empuxo no escoamento do ar e de ondulações na interface caldo-ar,
- Discretizar o escoamento turbulento do ar,
- Estudar a influência da condutividade térmica axial que ocorre no escoamento da película de caldo,
- Avançar o estudo para o mecanismo da ebulição nucleada,
- Obtenção de dados experimentais.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

8 Referências

ALFA LAVAL EQUIPAMENTOS LTDA. **Catálogo AlfaVap 700**. Disponível em <www.alfalaval.com.>. Acesso em: 20 set. 2003.

ALHUSSEINI, A. A.; TUZLA, K.; CHEN, C. J. Falling Film Evaporation of Single Component Liquids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 41, nº 12, pp. 1623-1632, 1998.

ASHRAE. **Handbook of Fundamentals.** American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. GA, U.S.A., 1989.

BEJAN, A. **Transferência de Calor.** Tradução Zerbini, E. J.; et al. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1996. Tradução de "Heat transfer".

BENNETT, C. O.; MYERS, J. E. **Fenômenos de Transporte.** São Paulo: Editora McGraw-Hill do Brasil Ltda, 1978, 812 p.

BILLET, R **Evaporation Technology – Principles, Applications, Economics**. Winheim, Federal Republic of Germany: VCH Verlagsgesellschaft mbH, 1989, 317 p.

BIRD, R. B.; STEWART, W. E., LIGHTFOOT, E. N. **Transport Phenomena**. New York: Wiley and Sons, 1960.

BOUROUNI, K.; MARTIN, R.; TADRIST, L. Analysis of heat transfer and evaporation in geothermal desalination units. **Desalination**, 122, pp. 301-313, 1999.

BROADFOOT, R. Planning changes to the process section of raw sugar factories for increased cogeneration. In: XXIII Congress of Australian Society of Sugar Cane Technology. pp. 395-402. **Proceedings ...** Australia, 2001.

CASTRO, A. J. A.; MAPRELIAN, E.; TING, D. K. S. Onset of nucleate boiling and onset of fully developed subcooled boiling using pressure transducers signals spectral anlysis. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Science**, v. XXIII, no. 4, pp. 513-522, 2001.

CASTRO, M. Bagaço de Cana é a alternativa mais viável: energia equivale a duas turbinas de Itaipu. **O Estado de São Paulo**, p. B5, 17 jun. 2001.

CHEN, Y. M.; SUN, C. Y. Experimental study on the heat and mass transfer of a combined absorber-evaporator exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 40, no. 4, pp. 961-971, 1997.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

COULSON, J. M.; RICHARDSON, J. F. **Operações Unitárias**. Tradução Carlos, C. R. Lisboa: Fundação Colouste Gulbernkian, 1965. cap. 13. Tradução de Chemical engineering vol I and II.

FOUST, A. S.; WENZEL, L. A.; CLUMP, C. W.; MAUS, L.; ANDERESEN, L. B. **Princípio das Operações Unitárias**. Tradução Horacio Macedo. Rio de Janeiro: LTC Livros Técnicos e Científicos Editora SA, 1982. cap. 19.Tradução de Principles of unit operations.

GALETTI, M. R. S. **Transferência de Calor e Massa no Resfriamento de uma Superfície Vertical Através de um Filme Líquido com Escoamento de Ar**. Tese de Doutorado, Depto. Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 1995.

GINSBERG, J. Norbert Rillieux honored. **SUGAR JOURNAL,** p. 19, mar. 2002.

GRANT, G; ANDERS, B.; MORGENROTH, B.; NIEPOTH, K.; EHRENREICH, S. Application of the new falling-film plate technology in the cane sugar industry. **International Sugar Journal**, v. 103, no. 1226, pp. 70-73, 2001.

GROSSMAN, G. Simultaneous heat and mass transfer in liquid film absorption under laminar flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 26, no. 3, pp. 357-371, 1983.

HE, S.; AN, P.; LI, J.; JACKSON, J. D. Combined heat and mass transfer in a uniformly heated vertical tube with water film cooling. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 19, pp. 401-417, 1998.

HONIG, P. **Principios de Tecnologia Azucareira**. Tradução para o espanhol RANIER, J. L. P. México: Compañia Editorial Continental SA, 1962. Tradução de Principles of sugar technology

HUGHES, D. T.; BOTT, T. R. Minimum thickness of a liquid film flowing down a vertical tube. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 41, no. 2, pp. 253-260, 1998

HUGOT, E. **Handbook of Cane Sugar Engineering,** 3a. edição. Amsterdan, The Netherlands: Elsevier Science Publishers B. V., 1986, 1166 p. cap. 32 e cap. 41.

JAYAMAHA, S. E. G.; WIJEEYSUNDERA, N. E.; CHOU, S. K. Measurement of the heat transfer coefficient for walls. **Building and Environment**, v. 31, no. 5, pp. 399-407, 1996.

KANG, T. K.; AKISAWA, A.; KASHIWAGI, T. Analitycal investigation of two different absorption modes: falling film and bubble types. **International Journal of Refrigeration**, v. 23, pp. 430-443, 2000.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

LIN, T. F.; CHANG, C. J.; YAN, W. M. Analysis of combined buoyancy effects of thermal and mass diffusion on laminar forced convection heat transfer in a vertical tube. **Journal of Heat Transfer**, v. 110, pp. 337 – 344, 1988.

MORGENROTH, B.; AUSTMEYER, K. E.; MAUCH, W. Experiences with falling film plate evaporator and concepts for energy efficient process schemes in the cane sugar industry. **Zuckerind**, 120, pp 23 – 30, 1995.

NAKORYAKOV, V. Y.; GRIGOR'YEVA, N. I. Combined heat and mass transfer in film absorption. **Heat Transfer Soviet Research**, v. 12, no. 3, May-June, pp. 111-117, 1980.

OGDEN, J. M.; HOCHGREB, S.; HYLTON, M. G. Process energy and cogeneration in cane sugar factories. In: XX Congress of International Society of Sugar Cane Technologists, v. 1, pp. 441-452, 1989. **Proceedings ...**

OMATETE, O. O.; SEPHTON, H. H. Foamy two-phase flow evaporation apllied to sugar cane processing. In: XVI Congress of International Society of Sugar Cane Technologists, v. 3, pp. 2277-2288, 1977. **Proceedings ...** Brasil, 1977.

PACHECO, C. R. F.; CÉZAR, C. A.; SONG, T. W. Effect of the solute concentration on the performance of evaporators, **Chemical Engineering and Processing**, 38, pp 109-119, 1999.

PADILHA, A. **Estudo Teórico e Experimental do Movimento de Frente de Solidificação por Super-Resfriamento de um Líquido no Interior de um Duto.** Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Unicamp, Campinas – SP, 1990.

PALEN, J. W.; WANG, Q.; CHEN, J. C. Falling film evaporation of binary mixtures. **Aiche Journal**, v. 40, no. 2, 1994.

PATNAIK, V.; PEREZ-BLANCO, H. Roll waves in falling films: an approximate treatment of the velocity field. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 17, no. 1, pp. 63 – 70, 1996.

PATNAIK, V.; PEREZ-BLANCO, H. A study of absorption enhancement by wavy film flows. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 17, no. 1, pp. 71 – 77, 1996.

PEACOCK, S. Predicting physical properties of factory juices and syrups. **International Sugar Journal**, v. 97, no. 1162, pp. 571-577, 1995.

PERK, C. G. M. **The Manufacture of Sugar from Sugarcane**. Durban, South Africa: Hayne & Gibson Limited, 1973. cap. 4.

PORKWORLD. **Soja: Conab estima safra do Brasil em 58,76 milhões de toneladas em 2003/2004**. Disponível em <http://www.porkworl.com.br>.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

PROCKNOR ENGENHARIA. **Implantações Recentes**. Disponível em <http://www.procknor.com.br/implantacoes.htm>. Acesso em 20 out. 2003

RAICES, C.; RIVERAS, I. **Usinas querem ampliar co-geração**. Notícias: Geral. Disponível em <http:www.i4sugar.com.br/template.asp>. Acesso em :12 jun. 2001.

RAMJATUN, S.; GUKHOOL, J.; SEEBALUCK, D. Combined heat and power system enhancement in the mauritian cane sugar factories. **Science and Technology Research Journal**, Vol. 4, University of Mauritius, Rèduit, Mauritius, 1999.

SCHWANKE, U. **Advantages of falling film evaporators for the cane sugar industry**. BMA Braunschweigische Maschinenbauanstalt AG, Germany, 1998.

SIQUEIRA, A. Bagaço de Cana é a alternativa mais viável: para especialistas, é a fonte de energia mais adequada a médio e longo prazo. **O Estado de São Paulo**, p. B5, 17 jun. 2001.

SPARROW, E. M.; NELSON, J. S.; LAU, S. C. Wind-related heat transfer coefficients for leeward-facing solar collectors. **ASHRAE Transactions,** 87, pp. 70 - 79, 1981.

SPENCER, E. F.; MEADE, G. P. **Manual del Azucar de Caña**. Tradução para o espanhol MENOCAL, M. G. Barcelona: Montaner y Simon SA, 1967. cap. 11. Tradução de "Cane sugar handbook"

TROMPE, L.A. **Machinery and Equipment of the Sugar Cane Factory**. London, England: Editor Norman Rodger, 2ª impressão. 1946. cap. 21.

TSAY, Y. L.; LIN, T. F. Evaporation of a heated falling liquid film into a laminar gas stream. **Experimental Thermal and Fluid Science**, 11, pp. 61-71, 1995.

UEDA, T.; TANAKA, H. Measurements of velocity, temperature and velocity fluctuation distribuitions in falling liquid films. **International Journal of Multiphase Flow**, v. 2, pp. 261-272, 1975.

UNICA. União da Agroindústria Canavieira do Estado de São Paulo. **Boletins Informativos** Disponível no site <hhttp://www.unica.com.br>. Acesso em 2003.

WAGANOFF, P. A. Technology transfer between the beet and cane sugar industries. In: XX Congress of International Society of Sugar Cane Technologists, v. 1, pp. 153-162, 1989. **Proceedings ...**

WILHELMSSON, B. Minimisation of sugar loss and color formation in the EC500 plate evaporator. **International Sugar Journal**, v. 101, no. 1205, pp. 259-264, 1999.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

YAN, W. M. Effects of film vaporization on turbulent mixed convection heat and mass transfer in a vertical channel. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 38, no. 4, pp. 713-722, 1994.

YAN, W. M.; SOONG, C. Y. Convective heat end mas transfer along an inclined heated plate with film evaporation. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 38, no. 7, pp. 1261-1269, 1995.

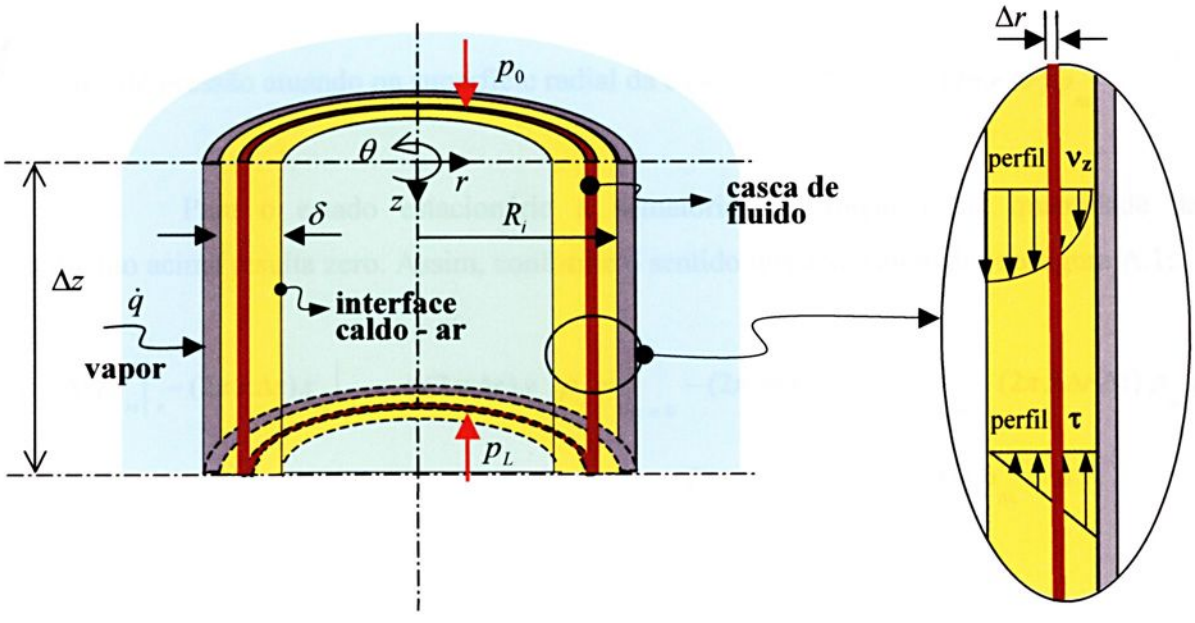
YIGIT, A. A numerical study of heat and mass transfer in falling film absorber. **International Communications of Heat and Mass Transfer**, v. 26, no. 2, pp. 269-278, 1999.

APÊNDICE A

DETERMINAÇÃO DO PERFIL DE VELOCIDADE DO CALDO

unesp

Desconsiderada a parcela radial da velocidade do caldo, estabeleceu-se o perfil de velocidade axial, v_z^r, a partir da análise das forças atuantes em uma casca de fluído de um elemento de controle de comprimento Δz, imersa no fluxo, conforme representada na figura A.1:



Detalhe A: Perfis de velocidade e tensão de cisalhamento do caldo

Figura A.1: Escoamento do caldo em película descendente, na presença do ar.

Nestas condições e desconsiderando os efeitos das extremidades (entrada e saída do fluido no tubo), para um fluxo laminar e fluido newtoniano, a análise das forças e da quantidade de movimento na casca de fluido é dada por:

1. Força na face longitudinal interna da casca: $(2\pi.r.\Delta z).\tau_{rz}\Big|_r$

2. Força na face longitudinal externa da casca: $(2\pi.r.\Delta z).\tau_{rz}\Big|_{r+\Delta r}$

3. Quantidade de Movimento na face radial da casca em z=0: $(2\pi.r.\Delta r).v_z.\rho.v_z\Big|_{z=0}$

$$sabendo\ que\ Q.M. = m.(v/t)$$
$$onde:\quad m=(2\pi.r.\Delta r.\Delta z).\rho, \qquad v = v_z \qquad e \qquad \Delta z/t = v_z$$

4. Quantidade de Movimento na face radial da casca em z=Δz: $(2\pi.r.\Delta r).v_z.\rho.v_z\Big|_{z=\Delta z}$

5. Força da gravidade da casca: $(2\pi.r.\Delta r.\Delta z).\rho_m.g$

6. Força de pressão atuando na superfície radial da casca em z=0: $(2\pi r.\Delta r).p_0$

7. Força de pressão atuando na superfície radial da casca em z=Δz: $(2\pi r.\Delta r).p_{\Delta z}$

Para o estado estacionário a somatória das forças e da quantidade de movimento acima resulta zero. Assim, conforme o sentido dos eixos anotados na figura A.1:

$$(2\pi.r.\Delta z).\tau_{rz}\Big|_r - (2\pi.r.\Delta z).\tau_{rz}\Big|_{r+\Delta r} + (2\pi r\Delta r).v_z.\rho_z.v_z\Big|_{z=0} - (2\pi r\Delta r).v_z.\rho_z.v_z\Big|_{z=\Delta z} + (2\pi.r.\Delta r.\Delta z).\rho_m.g$$
$$+ (2\pi.r.\Delta r).p_0 - (2\pi.r.\Delta r).p_{\Delta z} = 0$$

Dividindo por $2\pi.\Delta z.\Delta r$ e aplicando o limite quando Δr tende a zero, fica:

$$\lim_{\Delta r\to 0}\frac{r.\tau_{rz}\big|_{r+\Delta r} - r.\tau_{rz}\big|_r}{\Delta r} = \frac{r}{\Delta z}.(\rho_{z_0}.v_{z_0}{}^2 - \rho_{z_{\Delta z}}.v_{z_{\Delta z}}{}^2) + r.\rho_m.g + \frac{r}{\Delta z}(p_0 - p_{\Delta z})$$

Observa-se que a expressão à esquerda da igualdade consiste na definição da primeira derivada. Agrupando os efeitos combinados da pressão estática e força gravitacional em $P_{\Delta z} = p_{\Delta z} - \rho_m.g.\Delta z$ e simplificando os termos $\rho_{z_0}.v_{z_0}{}^2 - \rho_{z_{\Delta z}}.v_{z_{\Delta z}}{}^2$, pode-se reescrever a esta mesma equação na forma:

$$\frac{d}{dr}(r.\tau_{rz}) = \frac{r}{\Delta z}.(P_0 - P_{\Delta z}) = \frac{\Delta P.r}{\Delta z}$$

Integrando, resulta:

$$r.\tau_{rz} = \frac{\Delta P.r^2}{2\Delta z} + C_1 \qquad \text{ou,}$$

$$\tau_{rz} = \frac{\Delta P.r}{2\Delta z} + \frac{C_1}{r} \qquad (A.1)$$

Das condições de contorno, a tensão de cisalhamento é nula para $r = R - \delta$, então:

$$\frac{C_1}{R-\delta} = -\frac{\Delta P.(R-\delta)}{2\Delta z} \qquad \text{ou} \qquad C_1 = -\frac{\Delta P.(R-\delta)^2}{2\Delta z}$$

Substituindo o valor de C_1 na equação A.1, e fazendo $\frac{\Delta P}{\Delta z} = \rho_c . g$ fica:

$$\tau_{rz} = \left[r - \frac{(R-\delta)^2}{r} \right] . \left[\frac{\rho_c . g}{2} \right]$$

Sabe-se que, da lei de Newton da viscosidade:

$$\tau_{rz} = -\mu_z \frac{dv_z}{dr}$$

Assim,

$$-\mu_z \frac{dv_z}{dr} = \left[r - \frac{(R-\delta)^2}{r} \right] . \left[\frac{\rho_c . g}{2} \right], \quad \text{e}$$

$$dv_z = -\left[r - \frac{(R-\delta)^2}{r} \right] . \left[\frac{\rho_c . g}{2\mu_{r,z}} \right] . dr$$

Embora a viscosidade do caldo varie com o brix e a temperatura, sendo, portanto função do raio r e da distância z, é uma grandeza conhecida em cada ponto do escoamento, determinada a partir das equações das propriedades físicas do caldo, anexas. Integrando fica:

$$v_z^r = -\left[\frac{r^2}{2} - (R-\delta)^2 . \ln r \right] . \left[\frac{\rho_c . g}{2\mu_c} \right] + C_2 \qquad (A.2)$$

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

Das condições de contorno têm-se que: $v_z = 0$ para r = R, logo:

$$C_2 = \left[\frac{R^2}{2} - (R-\delta)^2 . \ln R\right] . \left[\frac{\rho_c . g}{2\mu_c}\right]$$

Substituindo o valor de C_2 na equação A.2, resulta:

$$v_z^r = \left\{\left[\frac{R^2}{2} - (R-\delta)^2 . \ln R\right] - \left[\frac{r^2}{2} - (R-\delta)^2 . \ln r\right]\right\} . \left[\frac{\rho_c . g}{2\mu_c}\right]$$

Logo o perfil de velocidade será:

$$v_z^r = \left[\frac{R^2 - r^2}{2} + (R-\delta)^2 . \ln(r/R)\right] . \left[\frac{\rho_c . g}{2\mu_c}\right] \qquad \text{(A.3)}$$

APÊNDICE B

DETERMINAÇÃO DA ESPESSURA DA PELÍCULA DO CALDO

unesp

Um dos maiores obstáculos encontrados no desenvolvimento deste estudo, que levou semanas para ser superado, consistiu na estabilização do modelo matemático. Exemplificando, as figuras B.1 e B.2 mostram o comportamento original da umidade relativa do ar e dos perfis de velocidade do caldo, ao longo do escoamento.

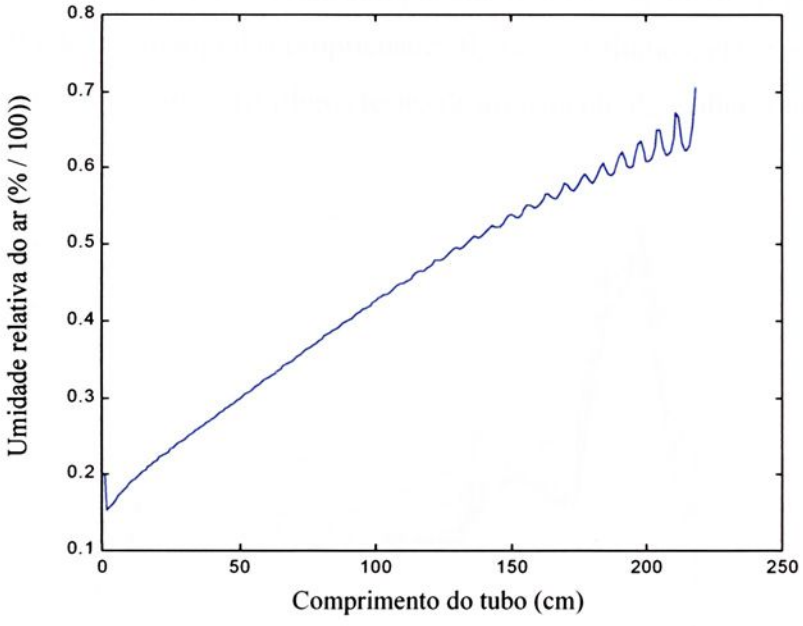


Figura B.1 – Instabilidade da variação da umidade relativa do ar, ao longo do escoamento

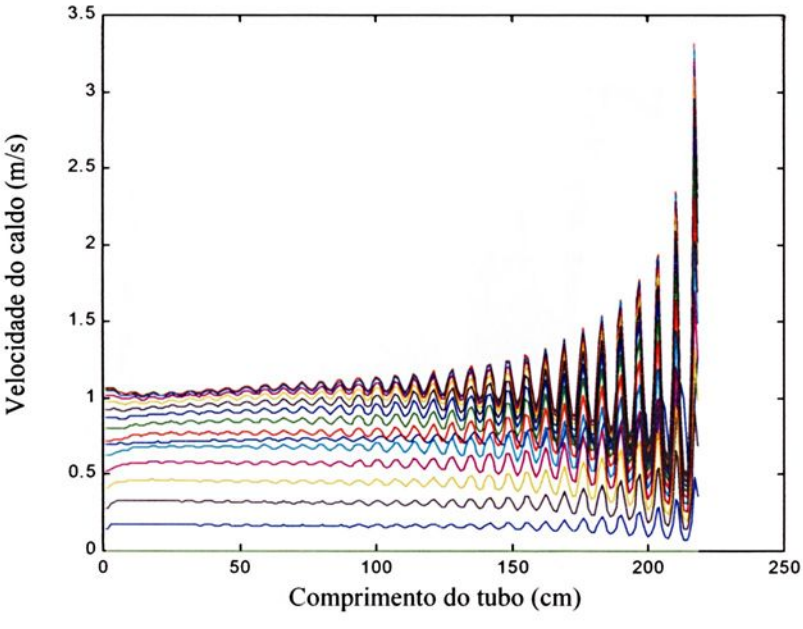


Figura B.2 – Instabilidade dos perfis de velocidade do caldo, ao longo do escoamento

A principal dificuldade foi a identificação do motivo de tal comportamento já que, na metodologia de cálculo utilizada no modelo, as variáveis são interdependentes e calculadas iterativamente, inúmeras vezes, em cada passo. Dentre as soluções testadas relaciona-se: testes de afinamento da malha computacional, revisão do equacionamento matemático, revisão da programação em computador (comandos, fluxo do programa), revisão das fórmulas para determinação das propriedades físicas dos fluidos, etc. As figuras B.3 e B.4 mostram os resultados de dois infrutíferos testes de afinamento da malha computacional.

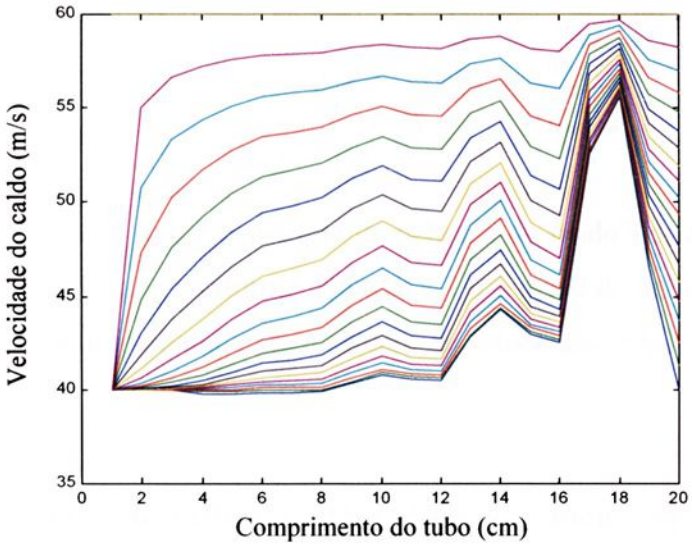


Figura B.3 – Instabilidade dos perfis de velocidade do caldo, ao longo do escoamento, pra malha computacional de N_{PR}=30 e N_{PA}= L_T/120

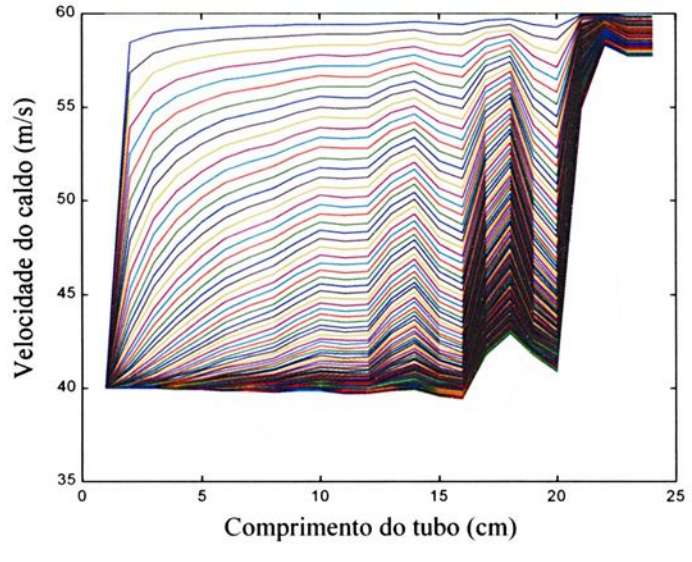


Figura B.4 – Instabilidade dos perfis de velocidade do caldo, ao longo do escoamento, pra malha computacional de N_{PR}=100 e N_{PA}= L_T/500

Dentre os testes, variou-se a metodologia para determinação da espessura da película de caldo, que inicialmente foi feita pela aplicação da lei da conservação da massa, ou seja, para o domínio físico regular:

$$\dot{q}_c = v^r_{z_m} . A = \frac{\dot{m}_c}{\rho_{c_m}} \qquad \therefore \qquad A = \pi \left[R^2 - (R - \delta)^2 \right]$$

Assim:

$$\delta = R - \sqrt{R^2 - \frac{\dot{m}_c}{\pi \; v^r_{z_m} \; \rho_{c_m}}}$$

Observa-se que a espessura da película do caldo ficou expressa em função da velocidade média sendo que, conforme equação 4.19, o perfil de velocidade do caldo também é função da espessura da película. Para o cálculo da velocidade média do caldo empregou-se:

B.1 Cálculo da velocidade média do caldo pelo método numérico

Implementou-se, para cada ponto discretizado, a somatória do produto da velocidade pela área do escoamento do caldo que o ponto representa, dividido pela somatória da área total, conforme mostrado na figura B.5.

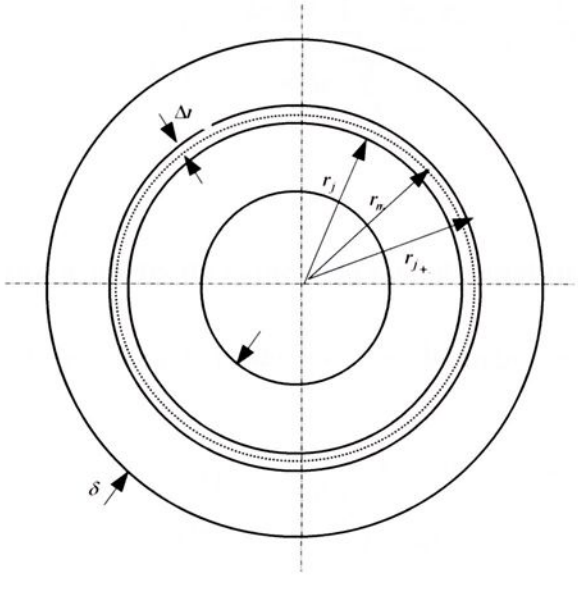


Figura B.5 – Representação gráfica da forma de cálculo da velocidade média do caldo realizado pelo método numérico

A velocidade média do caldo foi obtida pela expressão:

$$v_m^r = \frac{\int v\, dA}{\int dA} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_{R-\delta}^{R} v\, r\, dr\, d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_{R-\delta}^{R} r\, dr\, d\theta} \qquad \text{(B.1)}$$

A área de escoamento do caldo para o elemento j, interna à película, é:

$$A_j = 2\pi\, r_{m_j}\, \Delta r$$

A área total da película de caldo de espessura δ:

$$\int dA = \int_0^{2\pi} \int_{R-\delta}^{R} r\, dr\, d\theta = \sum_{j=1}^{NPR-1} 2\pi\, r_{m_j}\, \Delta r = 2\pi\, \Delta r \sum_{j=1}^{NPR-1} r_{m_j}$$

A integral da velocidade pela área:

$$\int v\, dA = \int_0^{2\pi} \int_{R-\delta}^{R} v\, r\, dr\, d\theta = 2\pi \int_{R-\delta}^{R} v\, r\, dr = 2\pi . \sum_{j=1}^{NPR-1} v_{m_j} r_{m_j} \Delta r = 2\pi\, \Delta r \sum_{j=1}^{NPR-1} v_{m_j} r_{m_j}$$

Assim:

$$v_m^r = \frac{\int v\, dA}{\int dA} = \frac{2\pi\, \Delta r \sum_{j=1}^{NPR-1} v_{m_j} r_{m_j}}{2\pi\, \Delta r \sum_{j=1}^{NPR-1} r_{m_j}} = \frac{\sum_{j=1}^{NPR-1} v_{m_j} r_{m_j}}{\sum_{j=1}^{NPR-1} r_{m_j}} \qquad \text{(B.2)}$$

B.2 Cálculo da velocidade média do caldo pelo método analítico.

A velocidade média do caldo pode ser obtida pela expressão:

$$v_{m_c}^r = \frac{\int v\, dA}{\int dA} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_{R-\delta}^{R} v_z^r\, r\, dr\, d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_{R-\delta}^{R} r\, dr\, d\theta} = \frac{2\pi \int_{R-\delta}^{R} v_z^r\, r\, dr}{2\pi \int_{R-\delta}^{R} r\, dr} \qquad \text{(B.3)}$$

Logo:

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

$$v_{m_c}^{r} = \frac{\int_{R-\delta}^{R} v_z^r \, r \, dr}{\int_{R-\delta}^{R} r \, dr} \tag{B.4}$$

Para o domínio transformado, como $r = R + \delta(\eta - 1)$ e $dr = \delta . d\eta$, resulta:

$$v_{m_c}^{\eta} = \frac{\int_{0}^{1} v_z^{\eta} \left[R\delta + \delta^2(\eta - 1)\right] d\eta}{\int_{0}^{1} \left[R\delta + \delta^2(\eta - 1)\right] d\eta} \tag{B.5}$$

B.3 Cálculo da velocidade média do caldo pela média dos últimos n passos.

Após exaustivos testes sem que a instabilidade do modelo tenha sido solucionada por estas formas de cálculo, testou-se uma solução paliativa que consistiu em considerar a velocidade média, no passo, como a média de n passos anteriores, para n>3, com o quê o modelo estabilizou-se. Verificou-se ainda que os resultados não variavam substancialmente com o aumento do número n de passos. Identificou-se, assim, a causa da instabilidade do modelo e procurou-se, na literatura, outras formas de cálculo para a espessura da película de filme, tendo sido empregada a referenciada por He et al. (1998).

Embora não tenham sido feitas considerações posteriores, os resultados destes dois modos, entretanto, não foram muito diferentes entre si.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

APÊNDICE C

MODELAMENTO MATEMÁTICO DO ESCOAMENTO DO CALDO

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

C.1 Equação da energia para os pontos internos à película do caldo

A equação da energia utilizada para os pontos internos a película, para o sistema de coordenadas cilíndricas, mostrada abaixo, foi obtida conforme Bird et al. (1960). Observa-se que o caldo foi considerado um fluido newtoniano e incompressível.

C.1.1 Equação da energia para os pontos internos à película do caldo e domínio físico regular

$$\rho . c_{p_c} . \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k . \left[\frac{1}{r} . \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \mu \Phi$$

sendo Φ a parcela da correspondente à dissipação de energia devido à viscosidade, considerada nula pelas hipóteses simplificadoras:

$$\Phi = 2 \left\{ \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \left[\frac{1}{r} \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_r \right) \right]^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial z} \right)^2 \right\} + \left\{ \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 + \left[\frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v_\theta}{r} \right) \right]^2 \right\}$$

O termo $k . \frac{\partial^2 T^r}{\partial z^2}$, atribuído ao fluxo de calor por condução na direção do eixo z, também foi considerada desprezível nas hipóteses simplificadoras

Após o cancelamento dos termos, resulta:

$$\rho_c . c_{p_c} . \left(v_z^r . \frac{\partial T^r}{\partial z} \right) = k_c . \left[\frac{1}{r} . \frac{\partial}{\partial r} \left(r . \frac{\partial T^r}{\partial r} \right) \right]$$

Dividindo-se esta equação por $\rho . c_{p_c}$, tem-se:

$$v_z^r . \frac{\partial T^r}{\partial z} = \alpha_c . \left[\frac{1}{r} . \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T^r}{\partial r} \right) \right] \qquad \text{(C.1)}$$

onde $\alpha_c = \frac{k_c}{\rho_c . c_{p_c}}$ é a difusividade térmica do caldo.

unesp

Observa-se que, do lado esquerdo da equação C.1 está considerada a transferência de calor por convecção, enquanto que o lado direito contempla a parcela da transferência de calor por condução.

C.1.2 Equação da energia para os pontos internos à película do caldo e domínio transformado

Da transformação do domínio físico para o matemático ficou estabelecido que:

$$r = \delta(\eta - 1) + R \tag{C.2}$$

A derivada parcial de η em função de δ será:

$$\eta = \frac{r - R}{\delta} + \frac{\delta}{\delta} \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial \eta}{\partial \delta} = \frac{R - r}{\delta^2}$$

Observa-se que a variável r ainda aparece na primeira derivada de η. Substituindo $r = \delta(\eta - 1) + R$ nesta equação tem-se:

$$\frac{\partial \eta}{\partial \delta} = \frac{1 - \eta}{\delta} \tag{C.3}$$

Já a derivada parcial de η em função de r é:

$$\eta = \frac{r}{\delta} + \frac{r - R}{\delta} \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial \eta}{\partial r} = \frac{1}{\delta} \tag{C.4}$$

Assim é possível transformar as equações matemáticas determinadas para um domínio físico, em função de r, para o domínio matemático, em função de η.

Expandindo-se a derivada do produto da equação C.1:

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(r \frac{\partial T'}{\partial r}\right) = r . \frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{\partial T'}{\partial r}\right) + \frac{\partial T'}{\partial r} . \frac{\partial r}{\partial r}$$

unesp

Ou

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T^{r}}{\partial r}\right) = r.\frac{\partial^{2}T^{r}}{\partial r^{2}} + \frac{\partial T^{r}}{\partial r} \tag{C.5}$$

Substituindo a equação C.5 em C.1, tem-se:

$$v_{z}^{r}\frac{\partial T^{r}}{\partial z} = \alpha\left[\frac{\partial^{2}T^{r}}{\partial r^{2}} + \frac{1}{r}.\frac{\partial T^{r}}{\partial r}\right] \tag{C.6}$$

Das Transformadas de Landau tem-se:

$$\frac{\partial T^{r}}{\partial z} = \frac{\partial T^{\eta}}{\partial z} + \frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta}.\frac{\partial \eta}{\partial \delta}.\frac{\partial \delta}{\partial z} \tag{C.7}$$

$$\frac{\partial T^{r}}{\partial r} = \frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta}.\frac{\partial \eta}{\partial r} \tag{C.8}$$

$$\frac{\partial^{2}T^{r}}{\partial r^{2}} = \frac{\partial^{2}T^{\eta}}{\partial \eta^{2}}.\left(\frac{\partial \eta}{\partial r}\right)^{2} + \frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta}.\frac{\partial^{2}\eta}{\partial r^{2}} \tag{C.9}$$

$$\frac{\partial^{2}\eta}{\partial r^{2}} = 0 \tag{C.10}$$

Substituindo as equações C.3, C.4 e C.10 em C.7, C.8 e C.9, tem-se:

$$\frac{\partial T^{r}}{\partial z} = \frac{\partial T^{\eta}}{\partial z} + \frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta}.\frac{1-\eta}{\delta}.\frac{\partial \delta}{\partial z} \tag{C.11}$$

$$\frac{\partial T^{r}}{\partial r} = \frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta}.\frac{1}{\delta} \tag{C.12}$$

$$\frac{\partial^{2}T^{r}}{\partial r^{2}} = \frac{\partial^{2}T^{\eta}}{\partial \eta^{2}}.\left(\frac{1}{\delta}\right)^{2} \tag{C.13}$$

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

Substituindo as equações C.2, C.11, C.12 e C.13 na equação C.6, e convertendo a componente da velocidade para o novo domínio, resulta:

$$v_z^{\eta}\left[\frac{\partial T^{\eta}}{\partial z}+\frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta}.\frac{1-\eta}{\delta}.\frac{\partial \delta}{\partial z}\right]=\alpha_c\left[\frac{\partial^2 T^{\eta}}{\partial \eta^2}.\left(\frac{1}{\delta}\right)^2+\frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta}.\frac{1}{\delta^2(\eta-1)+\delta.R}\right] \qquad \text{(C.14)}$$

Re-arranjando os termos, têm-se:

$$v_z^{\eta}\left[\frac{\partial T^{\eta}}{\partial z}+\frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta}.\frac{1-\eta}{\delta}.\frac{\partial \delta}{\partial z}\right]=\frac{\alpha_c}{\delta^2}\left[\frac{\partial^2 T^{\eta}}{\partial \eta^2}+\frac{1}{\frac{R}{\delta}+\eta-1}.\frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta}\right] \qquad \text{(C.15)}$$

C.1.3 Discretização da equação da energia para os pontos internos à película do caldo

Na direção radial empregou-se a diferença centrada para os pontos internos à película, por meio das relações:

$$\frac{\partial T}{\partial \eta}=\frac{T_{(i,j+1)}-T_{(i,j-1)}}{2\Delta\eta} \quad \text{e} \quad \frac{\partial^2 T}{\partial \eta^2}=\frac{T_{(i,j+1)}-2T_{(i,j)}+T_{(i,j-1)}}{\Delta\eta^2} \qquad \text{(C.16)}$$

Na direção axial, pela aplicação do método de marcha (explícito), usou-se a diferença atrasada, onde:

$$\frac{\partial T}{\partial z}=\frac{T_{(i,j)}-T_{(i-1,j)}}{\Delta z} \quad \text{e} \quad \frac{\partial \delta}{\partial z}=\frac{\delta_{(i)}-\delta_{(i-1)}}{\Delta z} \qquad \text{(C.17)}$$

Aplicando as equações C.16 e C.17 em C.15 resulta:

$$v_{z(i,j)}.\left[\frac{T_{(i,j)}-T_{(i-1,j)}}{\Delta z}+\frac{T_{(i,j+1)}-T_{(i,j-1)}}{2.\Delta\eta}.\frac{1-\eta_{(j)}}{\delta_{(i)}}.\frac{\delta_{(i)}-\delta_{(i-1)}}{\Delta z}\right]$$

$$=\frac{\alpha_{(i,j)}}{\delta_{(i)}^{\,2}}.\left[\frac{T_{(i,j+1)}-2.T_{(i,j)}+T_{(i,j-1)}}{\Delta\eta^2}+\frac{T_{(i,j+1)}-T_{(i,j-1)}}{2.\Delta\eta}.\frac{1}{\frac{R}{\delta_{(i)}}+\eta_{(j)}-1}\right] \qquad \text{(C.18)}$$

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

Isolando o valor da temperatura, conhecido no passo anterior $T_{(i-1,j)}$, tem-se:

$$\frac{v_{z(i,j)}}{\Delta z}.\left[T_{(i,j)}+T_{(i,j+1)}-T_{(i,j-1)}.\frac{\left[1-\eta_{(j)}\right].\left[\delta_{(i)}-\delta_{(i-1)}\right]}{2\,\Delta\eta\,\delta_{(i)}}\right]-\frac{v_{z(i,j)}}{\Delta z}.T_{(i-1,j)}$$

$$=\frac{\alpha_{(i,j)}}{{\delta_{(i)}}^2}.\left[\frac{T_{(i,j+1)}-2.T_{(i,j)}+T_{(i,j-1)}}{\Delta\eta^2}+\frac{T_{(i,j+1)}-T_{(i,j-1)}}{2.\Delta\eta}.\frac{1}{\frac{R}{\delta_{(i)}}+\eta_{(j)}-1}\right] \qquad \text{(C.19)}$$

Re-arranjando os termos torna-se:

$$\frac{v_{z(i,j)}}{\Delta z}.\left[T_{(i,j)}+T_{(i,j+1)}-T_{(i,j-1)}.\frac{\left[1-\eta_{(j)}\right].\left[\delta_{(i)}-\delta_{(i-1)}\right]}{2\,\Delta\eta\,\delta_{(i)}}\right]-\frac{v_{z(i,j)}}{\Delta z}.T_{(i-1,j)}$$

$$=\frac{\alpha_{(i,j)}}{{\delta_{(i)}}^2.\Delta\eta^2}.\left[(T_{(i,j+1)}-2.T_{(i,j)}+T_{(i,j-1)})+(T_{(i,j+1)}-T_{(i,j-1)}).\frac{\Delta\eta}{2\left[\frac{R}{\delta_{(i)}}+\eta_{(j)}-1\right]}\right] \qquad \text{(C.20)}$$

Denominando:

$$\mathbf{C_1} = \frac{v_{z(i,j)}}{\Delta z} \qquad \text{(C.21)}$$

$$\mathbf{C_2} = \frac{(1-\eta_{(j)}).(\delta_{(i)}-\delta_{(i-1)})}{2.\Delta\eta.\delta_{(i)}} \qquad \text{(C.22)}$$

$$\mathbf{C_3} = \frac{\alpha_{(i,j)}}{\left(\delta_{(i)}.\Delta\eta\right)^2} \qquad \text{(C.23)}$$

$$\mathbf{C_4} = \frac{\Delta\eta}{2\left[\frac{R}{\delta_{(i)}}+\eta_{(j)}-1\right]} \qquad \text{(C.24)}$$

Obs: Das equações acima, $\delta_{(i)}$ não é conhecido e deve ser estimado.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

Substituindo as equações C.21, C.22, C.23 e C.24 em C.20, tem-se:

$$C_1.\left[T_{(i,j)} + (T_{(i,j+1)} - T_{(i,j-1)}).C_2\right] - C_1 T_{(i-1,j)} = C_3.\left[(T_{(i,j+1)} - 2.T_{(i,j)} + T_{(i,j-1)}) + (T_{(i,j+1)} - T_{(i,j-1)}).C_4\right] \quad \text{(C.25)}$$

Ou:

$$C_1.\left[T_{(i,j)} + (T_{(i,j+1)} - T_{(i,j-1)}).C_2\right] - C_3.\left[(T_{(i,j+1)} - 2.T_{(i,j)} + T_{(i,j-1)}) + (T_{(i,j+1)} - T_{(i,j-1)}).C_4\right] = C_1 T_{(i-1,j)} \quad \text{(C.26)}$$

Re-arranjando os termos resulta:

$$\left[C_3.(C_4 - 1) - C_1 C_2\right].T_{(i,j-1)} + \left[C_1 + 2C_3\right].T_{(i,j)} + \left[C_1 C_2 - C_3(1 + C_4)\right].T_{(i,j+1)} = \left[C_1\right].T_{(i-1,j)} \quad \text{(C.27)}$$

C.2 Equação da energia para interface caldo-ar

C.2.1 Equação da energia para interface caldo-ar e domínio físico regular

Do balanço de energia na interface tem-se que o calor dissipado do caldo, por condução, é igual ao calor absorvido pela água para evaporação do caldo para o ar. Assim o modelamento matemático da interface, para o domínio físico regular, se resume à:

$$-k_c\, S_I \left.\frac{dT}{dr}\right|_{r=r_{int}} = \dot{m}_w\, h_{lv} \quad \text{(C.28)}$$

A área da interface é:

$$S_I = 2\pi (R - \delta)\Delta z \quad \text{(C.29)}$$

C.2.2 Equação da energia para interface caldo-ar e domínio transformado

Substituindo as equações C.12 e C.29 na equação C.28 resulta:

$$-2\pi k_c (R - \delta)\Delta z \frac{\partial T^{\eta}}{\partial \eta} = \dot{m}_W .h_{lv} .\delta \quad \text{(C.30)}$$

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

C.2.3 Discretização da equação da energia para a interface caldo-ar

Para a interface, na direção radial, usou-se a diferença atrasada, sendo:

$$\frac{\partial T}{\partial \eta} = \frac{T_{(i,j+1)} - T_{(i,j)}}{\Delta \eta} \tag{C.31}$$

Substituindo C.31 em C.30 resulta

$$-k_c \left(R-\delta\right)\Delta z \left[T_{(i,j+1)} - T_{(i,j)}\right] = \left[h_c \left(R-\delta\right)\Delta z \, \Delta T_a + \dot{m}_W \, h_{lv}\right].\left(\delta_i \, \Delta \eta\right) \tag{C.32}$$

C.3 Equação do perfil de velocidade do caldo

C.3.1 Equação do perfil de velocidade do caldo para o domínio físico regular

O desenvolvimento desta equação foi demonstrado no Apêndice 1, resultando:

$$v_z^r = \left[\frac{R^2 - r^2}{2} + (R-\delta)^2 . \ln\left(r/R\right)\right] . \left[\frac{\rho_c \cdot g}{2\mu_c}\right] \tag{A.3}$$

C.3.2 Equação do perfil de velocidade do caldo para o domínio transformado

Aplicando a equação C.2 na equação A.3 resulta:

$$v_z^\eta = \left\{\frac{R^2 - \left[\delta(\eta-1)+R\right]^2}{2} + (R-\delta)^2 . \ln\left[\frac{\delta(\eta-1)+R}{R}\right]\right\} . \left[\frac{\rho_c \cdot g}{2\mu_c}\right] \tag{C.33}$$

C.3.3 Discretização da equação do perfil de velocidade

$$v_z^\eta = \left\{\frac{R^2 - \left[\delta_{(i)} \left(\eta_{(j)} - 1\right) + R\right]^2}{2} + (R-\delta_{(i)})^2 . \ln\left[\frac{\delta_{(i)})(\eta_{(j)} - 1) + R}{R}\right]\right\} . \left[\frac{\rho_c \cdot g}{2\mu_c}\right] \tag{C.34}$$

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17

0810001163