



Universidade Federal da Paraíba

Centro de Tecnologia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Mestrado - Doutorado

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE SISTEMAS DE
CONDICIONAMENTO DE AR PURAMENTE DESSECANTE,
POR COMPRESSÃO DE VAPOR E HÍBRIDO.**

POR

FERNANDO CESAR DE ABREU VIANA

Tese de Doutorado apresentada à Universidade Federal da Paraíba para
obtenção do grau de Doutor

João Pessoa – Paraíba

Setembro/2017

FERNANDO CESAR DE ABREU VIANA

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE SISTEMAS DE
CONDICIONAMENTO DE AR PURAMENTE DESSECANTE,
POR COMPRESSÃO DE VAPOR E HÍBRIDO.**

Tese apresentada ao curso de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade Federal da
Paraíba em cumprimento às exigências para
obtenção do Grau de Doutor.

Orientador: Prof. Dr. JOSÉ MAURÍCIO ALVES DE MATOS GURGEL

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

V614m Viana, Fernando Cesar de Abreu.

Modelagem, simulação e análise de sistemas de condicionamento de ar puramente dessecante, por compressão de vapor e híbrido / Fernando Cesar de Abreu Viana. - João Pessoa, 2017.
231 f. : il.

Orientação: José Maurício Alves de Matos Gurgel.
Tese (Doutorado) - UFPB/CT.

1. Condicionamento de ar. 2. Sistema híbrido. 3. Rotor dessecante. 4. Regenerador rotativo. 5. Resfriamento evaporativo. I. Gurgel, José Maurício Alves de Matos. II. Título.

UFPB/BC

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR PURAMENTE DESSECANTE, POR COMPRESSÃO DE VAPOR E HÍBRIDO

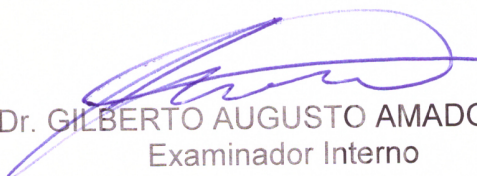
por

Fernando Cesar de Abreu Viana

Tese aprovada em 09 de outubro de 2017

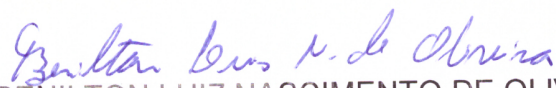

Prof. Dr. JOSÉ MAURÍCIO ALVES DE MATOS GURGEL
Orientador


Prof. Dr. ZAQUEU ERNESTO DA SILVA
Examinador Interno


Prof. Dr. GILBERTO AUGUSTO AMADO MOREIRA
Examinador Interno


Prof. Dr. JESUS MARLINALDO DE MEDEIROS
Examinador Externo


Prof. Dr. MARCIO GOMES DA SILVA
Examinador Externo


Prof. Dr. BENILTON LUIZ NASCIMENTO DE OLIVEIRA
Examinador Externo

DEDICATÓRIA

À minha esposa Raquel e às minhas filhas Natália e Larissa que tornam a minha vida bela e feliz.

AGRADECIMENTOS

A Deus por todas as coisas boas que tem me proporcionado durante toda a minha vida.

À minha esposa Raquel e minhas filhas Natália e Larissa por todo companheirismo, incentivo, motivação e por toda compreensão nos momentos em que não pude estar presente durante esses quatro últimos anos. Vocês são o motivo do meu empenho e desejo de tentar ser melhor a cada dia.

Aos meus pais Josimar e Ana a quem agradeço de coração por não terem medido esforços, proporcionado condições de estudo, morais e estruturais para que eu pudesse chegar e concluir essa etapa acadêmica.

Aos meus irmãos Ana Paula, Marco e Carol por terem sido parceiros e amigos de uma vida inteira e sempre terem me encorajado a produzir algo de valor na minha vida.

Aos professores doutores: Jesus Medeiros, Márcio Gomes, Gilberto Moreira e Benilton Oliveira, membros da banca de qualificação e de defesa de tese por apresentarem valiosas contribuições ao trabalho desenvolvido.

Ao meu orientador professor Dr. José Maurício Gurgel que além de ter sido professor de diversas disciplinas durante o doutorado, acreditou que eu pudesse desenvolver esse projeto e o redirecionou quando necessário sempre com muita sabedoria.

Manifesto aqui a minha eterna gratidão ao professor, colega e amigo Dr. Jesus Medeiros que atuou como coorientador e me acompanhou desde a aceitação do projeto até a conclusão e correções desta tese. Sempre com muita dedicação e competência conduziu a minha pesquisa para que eu pudesse ir tão longe. Os meus mais sinceros agradecimentos.

Ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia por ter permitido o meu afastamento durante três anos.

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR PURAMENTE DESSECANTE, POR COMPRESSÃO DE VAPOR E HÍBRIDO.

RESUMO

Os sistemas de condicionamento de ar devem proporcionar o conforto térmico e a aceitável qualidade do ar dentro de edificações com o mínimo consumo de energia e com menores impactos ambientais. A análise dinâmica dos sistemas de condicionamento de ar é um problema complexo e importante para conhecimento e domínio da tecnologia utilizada, garantindo rapidez e economia na sua execução. No presente trabalho, a análise do processo de transferência de calor e de massa em sistemas de condicionamento de ar do tipo: puramente dessecante, por compressão de vapor e híbrido (dessecante com compressão de vapor) em condições de clima quente e (pouco úmido/úmido/muito úmido) foi realizada através da modelagem e simulação de cada componente do sistema. Vários programas computacionais foram produzidos a partir de modelos matemáticos baseados nos princípios físicos da conservação de energia e de massa e resolvidos numericamente, sendo a solução capaz de prever os comportamentos térmico e mássico de cada componente e depois todos os componentes foram reunidos em um único programa computacional para determinar o desempenho do sistema completo. Os resultados obtidos mostraram que o sistema puramente dessecante com dois rotores não garante o conforto térmico em condições de clima muito úmido ($20 \text{ g}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$). Da mesma forma que o sistema de compressão de vapor também não garante conforto térmico para clima quente e muito úmido ($20 \text{ g}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$), ou ainda, para atender tal condição, será necessário um superdimensionamento do equipamento com consequências de alto consumo elétrico; custo elevado do equipamento; maior área para sua instalação e poderá haver, conseqüentemente, problemas respiratórios nos ocupantes. Portanto, para clima quente e muito úmido, o ideal será o sistema híbrido que após as simulações apresentou redução do consumo elétrico em relação ao sistema de compressão de vapor e melhores coeficientes de performance em relação ao sistema puramente dessecante, garantido o conforto térmico dos ocupantes.

Palavras-chave: Condicionamento de Ar, Sistema Híbrido, Rotor Dessecante, Regenerador Rotativo, Resfriamento Evaporativo, lavador de ar.

MODELING AND SIMULATION OF A PURELY DESICCANT AIR CONDITIONING SYSTEM, BY VAPOR COMPRESSION AND HYBRID.

ABSTRACT

Air conditioning systems should provide thermal comfort and acceptable air quality within buildings with minimal energy consumption and with lower ambient impacts. The dynamic analysis of air conditioning systems is a complex and important problem for the knowledge and control of the technology used, guaranteeing speed and economy in its execution. In the present work, the analysis of the heat transfer and mass transfer processes in air conditioning systems of the type: purely desiccant, steam compression and hybrid (desiccant + steam compression) in hot and (slightly moist / Wet / very humid) was performed through the modeling and simulation of each component. Several computational programs were produced from mathematical models based on the physical principles of energy and mass conservation and solved numerically, the solution being able to predict the thermal and mass behavior of each component and then all the components were gathered in a single program to determine the performance of the complete system. The results showed that the pure desiccant system with two rotors does not guarantee thermal comfort in very humid conditions (20 g / kg). Similarly, the steam compression system also does not guarantee thermal comfort for hot and very humid weather (20 g / kg), or to achieve the comfort condition will require an oversizing with consequences of high electric consumption, high equipment cost, larger area for its installation and respiratory problems in occupants. Therefore, for a hot and very humid climate, the ideal will be the hybrid system which, after the simulations, presented a reduction of the electric consumption in relation to the steam compression system and better performance coefficients in relation to the purely desiccant system, guaranteeing the thermal comfort of the occupants.

Keywords: Air Conditioning, Hybrid System, Desiccant Wheel, Regenerator, Evaporative Cooling, Air washers.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA.....	1
1.2 JUSTIFICATIVA	3
1.3 SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR HÍBRIDO DESSECANTE	5
1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	8
1.4.1 Sistemas de Resfriamento com Compressão a Vapor	8
1.4.2 Sistemas de condicionamento de ar dessecante.....	10
1.4.3 Sistemas de Resfriamento Híbrido Dessecante	12
1.5 MOTIVAÇÃO, OBJETIVOS E ESTRUTURA DA TESE	13
1.5.1 Motivação	13
1.5.2 Objetivos.....	14
1.5.2.1 Objetivo geral	14
1.5.2.2Objetivos específicos.....	15
1.5.3 Estrutura	15
2 RESFRIADOR EVAPORATIVO	17
2.1 INTRODUÇÃO.....	17
2.2 TIPOS DE RESFRIADORES EVAPORATIVOS	19
2.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	26
2.4 MODELAGEM MATEMÁTICA	29
2.4.1 Modelo de Merkel	29
2.4.2 Modelo de Poppe	38
2.5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	44
2.6 CONCLUSÕES	53

3 ROTOR SENSÍVEL	55
3.1 INTRODUÇÃO.....	55
3.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	57
3.3 MODELAGEM MATEMÁTICA	60
3.4 TRATAMENTO NUMÉRICO	69
3.5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	73
3.5.1 Validação Numérica	73
3.5.2 Validação Experimental	75
3.6 CONCLUSÕES	79
 4 ROTORES DESSECANTES.....	 81
4.1 INTRODUÇÃO.....	81
4.2 APLICAÇÕES	82
4.3 VANTAGENS DA UTILIZAÇÃO.....	85
4.4 SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR DESSECANTE EVAPORATIVO	85
4.5 MATERIAIS DESSECANTES.....	87
4.5.1 Sílica gel	88
4.5.2 Alumina ativada.....	88
4.5.3 Zeólitas	89
4.5.4 Carvão ativado	90
4.5.5 Cinética de adsorção.....	91
4.6 MODELAGEM MATEMÁTICA	91
4.6.1 Modelo Sem Resistência à Difusão de Massa na Matriz Dessecante (GSR)	94
4.6.2 Modelo de Resistência à Difusão na Matriz Dessecante (GSSR)	97
4.6.3 Condições Iniciais e de Contorno.....	102
4.3 TRATAMENTO NUMÉRICO	102
4.4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	104
4.4.1 Validação Numérica	104
4.4.2 Validação Experimental	109
4.5 CONCLUSÕES	111

5 EVAPORADORES E CONDENSADORES TIPO TUBO ALETADO ... 113

5.1 INTRODUÇÃO.....	113
5.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	115
5.3 MODELAGEM MATEMÁTICA	118
5.4 PROCEDIMENTO COMPUTACIONAL	124
5.5 USO DO SOFTWARE EVAP-COND.....	126
5.5.1 Dados de Entrada do Software evap-cond.....	127
5.5.1.1 Seleção do Fluido Refrigerante	127
5.5.1.2 Construção do Circuito de Refrigeração	127
5.5.1.3 Seleção do Perfil de Velocidade do Ar.....	129
5.5.1.4 Correção dos Parâmetros	129
5.5.1.5 Opções Avançadas de Simulação	130
5.5.1.6 Condições de Operação do Evaporador.....	130
5.5.1.7 Resultados.....	131
5.6 RESULTADOS	132
5.6.1 Validação Numérica	132
5.6.2 Validação Experimental	135
5.6.3 Variação de Parâmetros do Evaporador	142
5.6.3.1 Velocidade do Ar de Entrada.....	143
5.6.3.2 Temperatura do Ar de Entrada	144
5.6.3.3 Umidade Relativa do Ar de Entrada.....	146
5.6.4 Unidade Condicionadora de Ar	148
5.6.4.1 Evaporador	150
5.6.4.2 Condensador	152
5.6.5 Variação de Parâmetros do Condensador.....	155
5.6.5.1 Velocidade do ar de entrada no condensador	155
5.6.5.2 temperatura do ar de entrada no condensador	157
5.6.5.3 Umidade relativa do ar de entrada no condensador.....	159
5.7 CONCLUSÃO.....	160

6 SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR: DESSECANTE, COMPRESSÃO DE VAPOR E HÍBRIDO

6.1 INTRODUÇÃO.....	164
6.2 SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR DESSECANTE.....	164
6.2.1 Configuração e Princípio de Funcionamento do Sistema.....	164
6.2.2 Validação Numérica	168
6.2.3 Variação de Parâmetros	175
6.2.4 Validação Experimental	179
6.2.5 Variação de Parâmetros	186
6.3 SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	189
6.3.1 Introdução.....	189
6.3.2 Resultados.....	195
6.3.3 Variação de Parâmetros	198
6.4 SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR HÍBRIDO (DESSECANTE E POR COMPRESSÃO DE VAPOR)	203
6.4.1 Sistema Híbrido: config. A, para clima pouco úmido com dados de Jin <i>et al</i>	204
6.4.2 Sistema Híbrido: config. A, para clima pouco úmido com dados do autor	206
6.4.3 Sistema Híbrido: config. B, para clima pouco úmido	208
6.4.4 Sistema Híbrido: config. A, para clima muito úmido	211
6.4.5 Sistema Híbrido: config. B, para clima muito úmido.....	212
6.4.1 Sistema Híbrido: config. C, para clima muito úmido.....	214
6.5 CONCLUSÃO.....	215

7 CONCLUSÃO E SUGESTÕES

7.1 CONCLUSÃO.....	217
7.2 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS.....	221

REFERÊNCIAS.....	222
-------------------------	------------

NOMENCLATURA

A_v	Área superficial por unidade de volume [m^2/m^3]
A_{cs}	Área transversal do lavador de ar [m^2]
A_d	Área da seção transversal do dessecante de um canal na matriz dessecante [m^2]
A_g	Área da seção transversal do ar (ar úmido) de um canal na matriz dessecante [m^2]
A_s	Área superficial de troca de calor e massa [m^2]
a_m	Área da seção transversal da matriz (dessecante + substrato) de um canal na matriz
CFC	Clorofluorcarbono, Grupo de hidrocarbonetos halogenados
C_L	Calor específico da água [J/kg K]
c_p	Calor específico [J/kg K]
C_{pm}	Calor específico do ar úmido a uma pressão constante [J/kgK]
d	Diâmetro do rotor regenerativo [m]
D	Diâmetro do rotor dessecante [m]
D_s	Difusividade superficial
D_{comb}	Difusividade combinada
D_o	Difusividade ordinária
D_k	Difusividade Knudsen
D_f	Diâmetro médio da partícula [m]
D_{ef}	Coeficiente de difusão de massa efetivo [m^2/s]
D_h	Diâmetro hidráulico do canal [m]
e	Constante de Euler
G	Taxa de fluxo por unidade de área em corte transversal do lavador de ar [$\text{kg/s}\cdot\text{m}^2$]
h	Coeficiente de transferência de calor [$\text{W/m}^2\text{K}$]
H	Entalpia específica [J/kg]
H_i	Entalpia específica na interface ar-água [J/kg]
h_a	Coeficiente de transferência de calor do ar [$\text{W/m}^2\text{K}$]

h_L	Coeficiente de transferência de calor da água [$\text{W/m}^2\text{K}$]
h_{fg}	Entalpia de vaporização [J/kg K]
i	Entalpia específica na interface ar-água [J/kg]
K	Condutividade térmica [W/(m K)]
K_m	Coeficiente de transferência de massa [$\text{kg/s}\cdot\text{m}^2$]
k_w	artigo de JS Chacrabarti
L	Comprimento [m]
L_w	Comprimento do rotor [m]
Le	Número de Lewis
m	Massa [kg]
$\dot{m}$	Fluxo de massa do ar seco [kg/s]
Me	Número de Merkel
Nu	Número de Nusselt
NUT	Número de Unidades de Transferência
P	Pressão [Pa]
P_e	Perímetro [m]
Pr	Número de Prandtl
q	Taxa de transferência de calor [J/kg]
Q	quantidade de calor [J]
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura [K ou C]
TBS	Temperatura de bulbo seco
TBU	Temperatura de bulbo úmido
t	Tempo [s]
$TDMA$	Algoritmo de Matriz Tridiagonal, Algoritmo de Thomas
u	Fração mássica de vapor de água no dessecante [$\text{kg}_{\text{vapor}} \text{kg}^{-1}_{\text{dessecante}}$]
U	Velocidade de escoamento [m/s]
V	Volume [m^3]
W	Razão de umidade do ar [$\text{kg}_{\text{vapor}} \text{kg}^{-1}_{\text{ar seco}}$]
W_i	Razão de umidade do ar na interface ar-água [$\text{kg}_{\text{vapor}} \text{kg}^{-1}_{\text{ar seco}}$]

Y	Razão de umidade do ar [$\text{kg}_{\text{vapor}} \text{kg}^{-1}_{\text{ar seco}}$]
x	Coordenada axial [m]
Z	Coordenada axial (vertical) [m]

Letras gregas

α	Coordenada rotacional [$^{\circ}$]
δ	Espessura do material
χ	Variável, propriedade
ε	Efetividade
ε_d	Efetividade do resfriador evaporativo direto
ε_i	Efetividade do resfriador evaporativo indireto
ε_l	Efetividade latente
ε_s	Efetividade sensível
ε_t	Efetividade total
φ	Porosidade
φ_r	Fator de correção para a velocidade de rotação do rotor
φ_c	Fator de limpeza
ϕ	Umidade relativa
ψ	Variável adimensional
λ	Reflete a inclinação de u em função de Y_d [K^{-1}]
Ω	Velocidade de rotação [RPM ou RPH]
ρ	Massa específica [kg/m^3]
σ	Fração entre áreas

Subscrito

a	Relativo ao ar seco
d	Relativo ao Dessecante
g	Relativo ao Ar úmido
L	Relativo ao líquido
in	Entrada
out	Saída
q	Quente
f	Frio
p	processo
sat	Saturação
seco	Relativo a seco
sub	Substrato
H	Relativo à transferência de calor
m	Relativo à matriz
M	Relativo à transferência de massa
i	Relativo à interface ar-água
0	Relativo à temperatura de 0° C.
tot	Relativo a total
v	Relativo ao Vapor
w	Relativo à Água

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor	06
Figura 1.2 - Sistema de condicionamento de ar dessecante	07
Figura 1.3 - Sistema de condicionamento de ar híbrido dessecante	08
Figura 2.1 - Evolução típica de um resfriador evaporativo	18
Figura 2.2 - Resfriador evaporativo	20
Figura 2.3 - Resfriador evaporativo	20
Figura 2.4 - Sistema de resfriamento evaporativo direto de configuração típica (a) e representação psicrométrica (b).....	20
Figura 2.5 - Sistema de resfriamento evaporativo indireto de configuração típica (a) e Representação psicrométrica (b).....	22
Figura 2.6 - Resfriador evaporativo tipo lavador de ar.....	23
Figura 2.7 - Temperatura máxima média mensal (outubro-primavera/2015)	24
Figura 2.8 - Umidade relativa média mensal(outubro-primavera/2015)	25
Figura 2.9 - Lavador de ar	30
Figura 2.10 - Resfriador evaporativo tipo lavador de ar	39
Figura 2.11 - Solução gráfica do lavador de ar.....	46
Figura 2.12 - Perfil de temperatura e razão de umidade ao longo do lavador.....	47
Figura 2.13 - Entalpia do ar saturado em função da temperatura com ajustes	48
Figura 2.14 - Comparação dos Perfis de temperatura e razão de umidade	49
Figura 2.15 - Perfil de temperatura ao longo do lavador para condicionamento de ar	51
Figura 2.16 - Comparação dos Perfis de temperatura ao longo do lavador.....	53
Figura 3.1 - Evolução típica de um regenerador de calor rotativo	61
Figura 3.2 - Regenerador de calor rotativo.....	62
Figura 3.3 - Balanço de energia em um elemento diferencial dx	66

Figura 3.4 - Cálculo da efetividade do regenerador de calor rotativo via software do fabricante	73
Figura 3.5 - Efeito da vazão volumétrica na efetividade do regenerador de calor rotativo.....	75
Figura 3.6 - Ensaio experimental do regenerador de calor rotativo	76
Figura 3.7 - Regenerador de calor rotativo real.....	77
Figura 3.8 - Análise da efetividade do regenerador de calor rotativo usando-se dados experimentais.....	79
Figura 4.1- Sistema de refrigeração dessecante.....	86
Figura 4.2 - Diagrama do rotor dessecante.....	92
Figura 4.3 - Seção transversal do canal	93
Figura 4.4 - Geometria do canal	96
Figura 4.5 - Perfil de temperatura em três seções na direção axial do rotor	105
Figura 4.6 - Perfil razão de umidade em três seções na direção axial do rotor	106
Figura 4.7 - Comparação entre isotermas de sorção.....	108
Figura 5.1 - Evaporador tipo tubo aletado.....	115
Figura 5.2 - Perfil de velocidades do ar ao longo da face do evaporador	119
Figura 5.3 - Circuito do fluido refrigerante	120
Figura 5.4 - Procedimento adotado em circuito com bifurcação.....	122
Figura 5.5 - Diagrama do evaporador com condições do ar e do fluido refrigerante e sua geometria para simulação	125
Figura 5.6 - Diagrama esquemático do trocador de calor tipo tubo aletado.....	126
Figura 5.7 - Seleção do refrigerante utilizado	127
Figura 5.8 - Parâmetros geométricos e materiais utilizados no trocador de calor.....	128
Figura 5.9 - Circuito da serpentina do trocador de calor e o perfil de velocidade	128
Figura 5.10 - Perfil da velocidade do ar	129
Figura 5.11 - Correção de parâmetros	130
Figura 5.12 - Opções avançadas	130
Figura 5.13 - Condições de contorno do trocador de calor	131
Figura 5.14 - Condições de entrada do trocador de calor	131
Figura 5.15 - Resultados gerados na simulação do trocador de calor	132

Figura 5.16 - Circuito da serpentina do evaporador e o perfil de velocidade	133
Figura 5.17 - Parâmetros geométricos e materiais utilizados no evaporador	133
Figura 5.18 - Condições de entrada do evaporador	133
Figura 5.19 - Resultados gerados na simulação do evaporador	134
Figura 5.20 - Circuito da serpentina do evaporador e o perfil de velocidade	135
Figura 5.21 - Parâmetros geométricos e materiais utilizados no evaporador	136
Figura 5.22 - Condições de entrada do evaporador	136
Figura 5.23 - Resultados gerados na simulação do evaporador vazão 13.4 m ³ /min	137
Figura 5.24 - Parâmetros geométricos e materiais utilizados no evaporador	138
Figura 5.25 - Resultados gerados na simulação do evaporador vazão 19.08 m ³ /min	139
Figura 5.26 - Circuito da serpentina do evaporador e o perfil de velocidade	140
Figura 5.27 - Parâmetros geométricos e materiais utilizados no evaporador	140
Figura 5.28 - Condições de entrada do evaporador	141
Figura 5.29 - Capacidade de refrigeração em função da vazão volumétrica.....	141
Figura 5.30 - Capacidade de refrigeração em função da velocidade do ar.....	143
Figura 5.31 - Temperatura do ar de saída em função da velocidade do ar	144
Figura 5.32 - Capacidade de refrigeração em função da temperatura do ar	145
Figura 5.33 - Temperatura do ar de saída em função da temperatura do ar	146
Figura 5.34 - Temperatura do ar de saída em função da temperatura do ar	147
Figura 5.35 - Temperatura do ar de saída em função da temperatura do ar	148
Figura 5.36 - Diagrama de instalação dos testes	150
Figura 5.37- Circuito da serpentina do evaporador e o perfil de velocidade	151
Figura 5.38 - Parâmetros geométricos e materiais utilizados no evaporador	151
Figura 5.39 - Condições de entrada do evaporador	151
Figura 5.40 - Resultados gerados na simulação do evaporador	152
Figura 5.41 - Circuito da serpentina do condensador e o perfil de velocidade	153
Figura 5.42 - Parâmetros geométricos e materiais utilizados no condensador.....	153
Figura 5.43 - Condições de entrada do condensador.....	154
Figura 5.44 - Resultados geradosna simulação do condensador	154
Figura 5.45 - Capacidade de refrigeração em função da velocidade do ar de entrada	156
Figura 5.46 - Temperatura do ar de saída em função da velocidade	156

Figura 5.47 - Capacidade de refrigeração em função da temperatura do ar de entrada	157
Figura 5.48 - Temperatura do ar de saída em função da temperatura do ar de entrada.....	158
Figura 5.49 - Capacidade de refrigeração em função a umidade relativa do ar de entrada no condensador	159
Figura 5.50 - Temperatura do ar de saída em função da umidade relativa do ar de entrada....	160
Figura 6.1 - Sistema de condicionamento de ar dessecante	163
Figura 6.2 - Representação psicrométrica de um sistema dessecante	164
Figura 6.3 - Diagrama do rotor dessecante.....	165
Figura 6.4 - Rotor regenerativo	166
Figura 6.5 - Umidificador.....	166
Figura 6.6 - Representação esquemática de um aquecedor	167
Figura 6.7 - Comparação psicrométrica de sistemas dessecantes com dois rotores.....	170
Figura 6.8 - Resposta dinâmica da temperatura em um sistema dessecante com dois rotores.	171
Figura 6.9 - Resposta dinâmica da temperatura em um sistema dessecante com dois rotores.	172
Figura 6.10 - Resposta dinâmica da razão de umidade em um sistema dessecante com dois rotores	173
Figura 6.11 - Resposta dinâmica da razão de umidade em um sistema dessecante com dois rotores	174
Figura 6.12 - Comparação psicrométrica de sistemas dessecantes para diferentes razões de umidades	177
Figura 6.13 - Zona de conforto ASHRAE para inverno e verão	178
Figura 6.14 - Resposta dinâmica da temperatura em um sistema dessecante com dois rotores	181
Figura 6.15 - Resposta dinâmica da temperatura em um sistema dessecante com dois rotores	182
Figura 6.16 - Resposta dinâmica da razão de umidade em um sistema dessecante com dois rotores	183
Figura 6.17 - Resposta dinâmica da razão de umidade em um sistema dessecante com dois rotores	184
Figura 6.18 - Comparação psicrométrica de sistemas dessecantes com dois rotores.....	185
Figura 6.19 - Comparação psicrométrica de sistemas dessecantes para diferentes razões de umidade	188

Figura 6.20 - Ciclo de compressão de vapor ideal no Diagrama de Mollier	189
Figura 6.21 - Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração	190
Figura 6.22 - Análise do Ciclo de compressão de vapor para condicionador de ar tipo janela de 5 kW	196
Figura 6.23 - Condições de operação do sistema de compressão de vapor de 5 kW	196
Figura 6.24 - Resultados gerados na simulação do evaporador	197
Figura 6.25 - Resultados gerados na simulação do condensador	197
Figura 6.26 - Análise do Ciclo de compressão de vapor para condicionador de ar tipo janela de 20 kW	199
Figura 6.27 - Condições de operação do sistema de compressão de vapor de 20 kW	199
Figura 6.28 - Resultados gerados na simulação do evaporador	200
Figura 6.29 - Resultados gerados na simulação do evaporador	201
Figura 6.30 - Resultados gerados na simulação do evaporador	201
Figura 6.31 - Resultados gerados na simulação do evaporador	204
Figura 6.32 - Resultados gerados na simulação do evaporador	207
Figura 6.33 - Resultados gerados na simulação do evaporador	209
Figura 6.34 - Resultados gerados na simulação do evaporador	211
Figura 6.35 - Resultados gerados na simulação do evaporador	213

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Dados e propriedades do lavador de ar utilizados para o estudo de caso.....	45
Tabela 2.2 - Dados e propriedades do lavador para condicionamento de ar	50
Tabela 3.1 - Parâmetros do rotor e propriedades da matriz do problema.....	74
Tabela 3.2 - Condições de contorno do problema	74
Tabela 3.3 - Parâmetros do rotor e propriedades da matriz do problema.....	78
Tabela 3.4 - Condições de contorno do problema	78
Tabela 4.1 - Validação numérica do rotor dessecante	107
Tabela 4.2 - Comparação entre isotermas de sorção	108
Tabela 4.3 - Validação experimental do rotor dessecante	110
Tabela 4.4 - Comparação entre isotermas de sorção	110
Tabela 4.5 - Validação experimental do rotor dessecante	111
Tabela 5.1 - Comparação dos resultados entre modelos	134
Tabela 5.2 - Comparação dos resultados entre modelos para a vazão de 13,4 m ³ /min.....	137
Tabela 5.3 - Comparação dos resultados entre modelos para a vazão de 19,08 m ³ /min.....	139
Tabela 5.4 - Comparação dos resultados entre modelos com capacidade de 5.13 kW	149
Tabela 5.5 - Comparação dos resultados entre modelos DT, ETA e ETB	152
Tabela 5.6 - Comparação dos resultados entre modelos DT, ETA e ETB	154
Tabela 6.1 - Solução e comparação do sistema dessecante com dois rotores	169
Tabela 6.2 - Comparação da performance do sistema dessecante com dois rotores	169
Tabela 6.3 - Performance do sistema dessecante para os climas quente úmido e muito úmido	175
Tabela 6.4 - Comparação da performance do sistema dessecante para diferentes condições de umidade	176
Tabela 6.5 - Solução e comparação do sistema dessecante com dois rotores	179

Tabela 6.6 - Comparação do coeficiente de performance para o sistema dessecante experimental	180
Tabela 6.7 - Performance do sistema dessecante parao clima quente e pouco úmido e o clima muito úmido.....	186
Tabela 6.8 - Comparação da performance do sistema dessecante para diferentes condições de umidade	187
Tabela 6.9 - Solução e comparação entre sistemas: dessecante e híbrido	205
Tabela 6.10 - Comparação entre a performance do sistema dessecante e do sistema híbrido dessecante	206
Tabela 6.11 - Solução e comparação entre sistemas: dessecante e híbrido	207
Tabela 6.12 - Comparação entre a performance do sistema dessecante e a do sistema híbrido dessecante	208
Tabela 6.13 - Solução e comparação entre sistemas: dessecante e híbrido	209
Tabela 6.14 - Comparação entre a performance do sistema dessecante e do sistema híbrido dessecante	210
Tabela 6.15 - Solução e comparação entre sistemas: dessecante e híbrido para climas muito úmidos	211
Tabela 6.16 - Comparação entre a performance do sistema dessecante e a do híbrido para climas úmidos.....	212
Tabela 6.17 - Solução e comparação entre sistemas: dessecante e híbrido para climas muito úmidos	214
Tabela 6.18 - Comparação entre a performance do sistema dessecante e a do híbrido dessecante para climas úmidos	214

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Na sociedade atual, as pessoas passam a maior parte do seu tempo dentro de edificações. Aliado a esse comportamento, está o nível de conforto adquirido, do qual a sociedade não quer abdicar, mas que, com frequência, depende de processos nada sustentáveis ou eficientes. Dessa forma, a partir da consciência do impacto que isso provoca, é necessário desenvolver tecnologias que permitam aos usuários das edificações obterem o tão almejado conforto térmico, através de meios que provoquem o menor impacto possível na natureza.

Os sistemas de condicionamento de ar são equipamentos usados para manter um ambiente artificialmente adequado ao conforto térmico, o que inclui o controle da temperatura, da umidade e da qualidade do ar. Para isso, podem exercer as funções de aquecimento ou resfriamento, umidificação e desumidificação.

Esses sistemas, embora sejam considerados produtos de luxo para determinadas classes sociais, mostram-se cada vez mais necessários e presentes no nosso dia a dia. As instalações para conforto térmico podem variar em tamanho e complexidade e podem ser destinadas a diversas aplicações: edifícios comerciais, residências, veículo, dentre outros (BRANDÃO, 2005).

Diversos sistemas de condicionadores de ar por compressão de vapor são instalados diariamente em todo o mundo. Estes têm que apresentar uma capacidade de resfriamento condizente com as diversas condições climáticas, além de confiabilidade e segurança, mas, infelizmente, provocam um grande consumo de energia elétrica.

Estima-se que, somente em 2013, o consumo dessa energia com sistemas de condicionamento de ar no Brasil tenha sido de 84 TWh, o que equivale aproximadamente a 12,6% do consumo total de energia elétrica no país (BRASIL, 2014). E a perspectiva para os

próximos anos é que seja mantido o crescimento desse consumo devido ao aumento na venda desses aparelhos no Brasil e no mundo (SHAN *et al.*, 2013).

Diante dessa realidade, torna-se imperativo que no Brasil, detentor da 9ª posição entre os maiores consumidores de energia elétrica do mundo e com ascendente demanda, sejam determinados níveis mínimos mais elevados de eficiência energética para sistemas de condicionamento de ar (PEREIRA *et al.*, 2013).

Além do alto consumo elétrico, na década de 80 do século passado, os cientistas observaram sérios problemas que os gases utilizados nos sistemas por compressão de vapor podem acarretar ao meio ambiente. Os CFC's (clorofluorcarbonos), utilizados como fluidos refrigerantes que agredem a camada de ozônio, fazem parte das SDO's (Substâncias que Destroem a Camada de Ozônio). A alternativa apresentada para a substituição dos CFC's foram os HCFC's (hidroclorofluorcarbonos), pois eram não nocivos à camada de ozônio, mas, em contrapartida, contribuíam para o aquecimento global.

Para tornar o problema mais palpável, foram criados dois índices para a caracterização do nível de ação sobre a camada de ozônio e o aquecimento global, respectivamente: o ODP (*Ozone Depleting Potential*) e o GWP (*Global Warming Potential*).

O ODP quantifica o potencial da destruição da camada de ozônio pelo fluido e tem o refrigerante R11 como referência (100%). A escala se dá através de uma comparação entre seu poder destrutivo perante a camada de ozônio e o R11. O GWP, por sua vez, é um índice que compara o efeito do aquecimento produzido pelos refrigerantes na atmosfera ao longo do tempo (normalmente 100 anos) em relação ao aquecimento produzido por uma massa semelhante de CO₂ que, comumente, é produzida pela queima de combustíveis fósseis. Foi atribuído o valor 1 para o R11 e a quantificação do GWP dos demais refrigerantes será obtida por comparação com este.

Diante dos vários questionamentos e grande pressão pela redução da emissão de gases poluentes e do consumo elétrico dos diversos agentes sociais apresentados acima, é impreterível a mitigação desses fatores, reconhecidamente nocivos ao bem estar de todos. No nosso país, essa questão é tratada, principalmente, através de medidas tomadas pelo governo e pelo setor produtivo, para que se busque a eficiência dos equipamentos elétricos usados nos diversos setores consumidores e pelo incentivo a sistemas alternativos que reduzam o consumo de energia elétrica e minimizem a emissão de gases poluentes. Uma das alternativas

promissoras é a tecnologia dessecante, composta pela desumidificação adsorativa em conjunto com o resfriamento evaporativo, para proporcionar redução no consumo de energia, melhorar a qualidade do ar interno, aumentar o conforto térmico e diminuir a agressão ambiental provocada pelos atuais mecanismos refrigerantes.

A tecnologia dessecante vem sendo aplicada com sucesso para a climatização de ambientes em diversos países no mundo, mas ainda faltam o domínio e a difusão dessa tecnologia no Brasil.

O sistema de condicionamento de ar puramente dessecante não tem se mostrado tão eficiente em regiões de clima quente e muito úmido, pois, para diminuir significativamente a razão de umidade (visando posterior produção do efeito frigorífico no resfriador evaporativo), são necessárias altas temperaturas de regeneração, o que pode impedir a obtenção da condição de conforto térmico. Por essa razão, é aconselhável a utilização de um sistema misto, denominado híbrido.

O sistema de condicionamento de ar híbrido dessecante combina um sistema de compressão de vapor convencional para cargas sensíveis com um de resfriamento dessecante para cargas latentes, com isso obtém-se um melhor controle de temperatura e umidade, alcança-se um melhor coeficiente de *performance*, reduz-se o tamanho do sistema de compressão de vapor e diminuem-se os custos.

Portanto, este estudo tem o propósito de modelar, simular e analisar o processo de climatização híbrida com o uso de rotores dessecantes e compressão de vapor, a fim de se buscar alternativas para a questão energética e reduzir os impactos ambientais provocados por esse processo.

1.2 JUSTIFICATIVA

O esgotamento dos recursos energéticos, o aquecimento global e as alterações climáticas são consequências do rápido crescimento do consumo de energia no mundo. O crescimento populacional, a demanda por níveis de conforto e um maior tempo das pessoas em recintos fechados têm contribuído para o aumento do consumo de energia no setor da construção, principalmente através do uso dos condicionadores de ar (PÉREZ-LOMBARD *et al.*, 2008).

O crescimento econômico e o estímulo ao consumo resultaram na produção e expansão dos condicionadores de ar, de tal forma que as vendas mundiais em 2011 subiram 13% em relação a 2010, fazendo com que o consumo mundial de energia para climatização de ambientes deva aumentar dez vezes até 2050 (COX, 2012).

Apesar dos avanços tecnológicos obtidos com a eficiência energética dos condicionadores de ar terem aumentado cerca de 30%, de 1993 a 2005, o consumo residencial de energia elétrica devido ao uso de condicionadores de ar dobrou no mesmo período (ISSAC; VAN VUUREN, 2009). Nos Estados Unidos, os condicionadores de ar estão presentes em quase 87% dos lares, para isso, são utilizados mais de 185 bilhões de Kwh por ano (RECS, 2009). Na China, entre 1990 e 2003, a porcentagem de casas com condicionares de ar subiu de 1% para 63% (MCNEIL; LETSCHERT, 2008).

Durante muitos anos, a expansão da refrigeração por compressão de vapor caminhou a passos largos sem nenhuma restrição. No entanto, em 1990, cientistas afirmaram que alguns fluidos refrigerantes, quando liberados para a atmosfera, provocam danos ambientais. Após essas constatações, esses fluidos, até então largamente usados, tiveram seu uso reduzido ou abolido. O marco que mostra a importância da redução da emissão dos gases poluentes para a atmosfera foi o Protocolo de Kyoto. Esse impacto talvez tenha sido o mais negativo sofrido pela tecnologia da refrigeração que se tem registro (SILVA, 2010).

O sistema de condicionamento de ar convencional (compressão de vapor) atende à carga latente do ambiente através de um resfriamento de ar abaixo do ponto de orvalho com condensação do vapor de água. No entanto, esse equipamento tem um bom desempenho quando a carga sensível é maior ou igual a 75% da carga total (KOSAR *et al.*, 1998). Em muitas aplicações, porém, nas quais a carga latente é superior a 25%, o sistema convencional não é tão eficiente, pois provoca um gasto superior de energia, podendo gerar desconforto térmico e possível proliferação de compostos orgânicos voláteis e micro-organismos (bactérias, fungos e vírus) prejudiciais à saúde humana (KULCSAR NETO; SIQUEIRA, 1999).

O sistema de condicionamento de ar dessecante apresenta um COP tipicamente de sistemas não convencionais, em torno de 0,7, podendo atingir 1,0 em clima quente e úmido. Os sistemas convencionais (compressão de vapor) têm COP entre 3 e 4, contudo, o sistema dessecante pode trabalhar em circuito aberto, ou seja, com renovação total do ar do ambiente

climatizado, pode usar energia solar na regeneração do rotor e promove condições de conforto térmico humano muito mais apropriadas que o sistema por compressão de vapor.

Esta tese visa compreender e analisar a tecnologia dessecante empregada para o condicionamento de ar de ambientes utilizada em regiões de clima quente e úmido. A partir dela, será testada uma nova configuração para um sistema de condicionamento de ar híbrido dessecante que utiliza um sistema dessecante com dois rotores, acoplado a um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

A proposta é fortemente caracterizada pelo desenvolvimento de uma tecnologia inovadora para a área de refrigeração por adsorção, com a possibilidade do uso de energias renováveis, tornando os sistemas dessecantes mais eficientes e atrativos. Espera-se que a partir desse sistema híbrido sejam aproveitadas as vantagens das duas tecnologias (compressão de vapor e dessecante), obtendo-se uma melhor eficiência energética que possibilitará uma maior desumidificação do ar, sobretudo em climas úmidos, com previsão de economia em relação aos sistemas convencionais.

1.3 TIPOS DE SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR

O condicionamento de ar é um processo de tratamento do ar, de modo a ajustar, simultaneamente, a temperatura, a umidade, a pureza e a distribuição (velocidade) deste para atender às necessidades de um determinado recinto (CREDER, 2004).

Na figura 1.1, é apresentado um circuito de condicionador de ar convencional (por compressão de vapor)

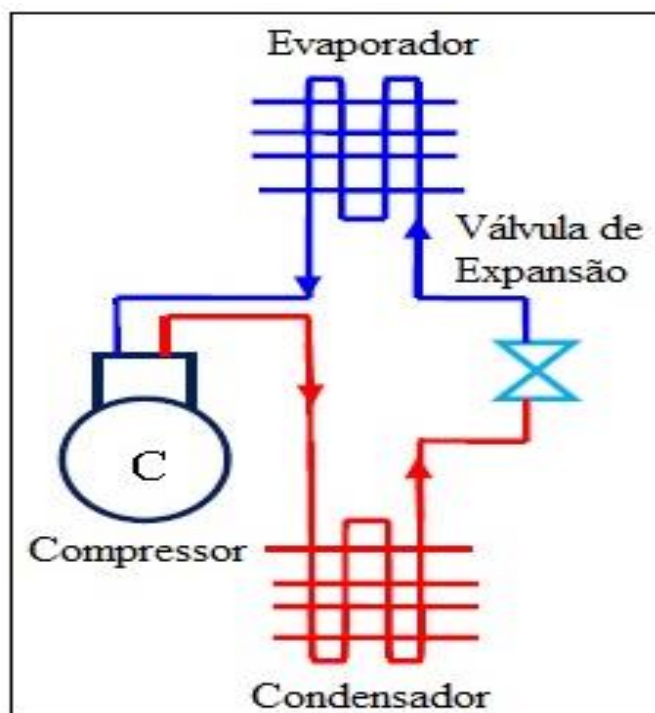


Figura 1.1 - Sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor

Fonte: Autoria própria

O sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor é composto por um compressor (que realiza um trabalho com a finalidade de aumentar a pressão e provocar o escoamento do fluido refrigerante através do ciclo), um condensador (que expelle calor para o meio externo, com mudança de fase, de vapor para líquido), um dispositivo de expansão (que provoca a diminuição de pressão, resultando em resfriamento) e um evaporador (que extrai calor do espaço a ser refrigerado, com mudança de fase, de líquido para vapor).

Na figura1.2, a seguir, é apresentado um circuito de condicionador de ar dessecante (adsortivo/evaporativo).

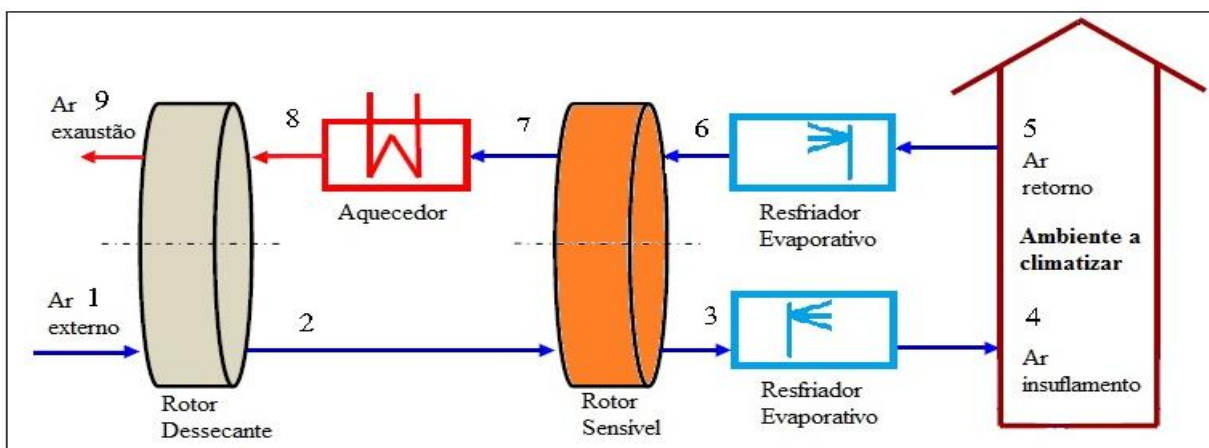


Figura 1.2 - Sistema de condicionamento de ar dessecante

Fonte: Autoria própria

O resfriamento dessecante consiste na desumidificação do ar externo (atmosférico), forçando-o a passar através de um material adsorvente, onde parte do vapor de água será retido e o ar terá sua razão de umidade reduzida, saindo menos úmido. Posteriormente, esse fluxo de ar passa por um trocador de calor rotativo (rotor regenerativo), tendo a sua temperatura reduzida, mas mantendo a razão de umidade constante. Em seguida, esse ar é umidificado através de resfriadores evaporativos para redução de sua temperatura e consequente realização da climatização do ambiente. Os sistema de condicionamento de ar geralmente possuem os modos de ventilação e de recirculação, porém o sistema de condicionamento de ar dessecante trabalha, geralmente, em ciclo aberto (ventilação) e é composto basicamente de rotores dessecantes, rotores regenerativos, umidificadores e aquecedores para regeneração do dessecante. Os rotores dessecantes são trocadores de calor e massa, tipo ar-ar, enquanto que os rotores regenerativos são apenas trocadores de calor. Os umidificadores são resfriadores da temperatura da corrente de ar, utilizando-se a evaporação da água. Os aquecedores são trocadores de calor que utilizam uma fonte quente externa para aquecer a corrente de ar a ser utilizada no processo de regeneração dos rotores dessecantes.

A Adsorção é o fenômeno de superfície no qual um soluto é removido de uma fase fluida e acumulado na superfície de uma fase sólida. O material adsorvido é o adsorbato e o material sobre o qual o soluto é depositado é o adsorvente (RUTHVEN, 1984).

Todo adsorvente atrai e retém umidade até alcançar um equilíbrio com o fluxo de ar passante. A umidade é removida e passa a aquecer o dessecante a temperaturas a partir de

50°C, expondo-o a um fluxo de ar de regeneração. A temperatura de regeneração depende do tipo de material adsorvente e da sua aplicação. A energia para regeneração pode ser uma fonte elétrica ou uma fonte térmica, através do vapor de água, do ar quente ou de um rejeito industrial qualquer. Depois de seco, o dessecante deve ser resfriado para que possa reter a umidade novamente.

Na figura 1.3, abaixo, é apresentada a configuração do sistema de condicionamento de ar híbrido dessecante proposto.

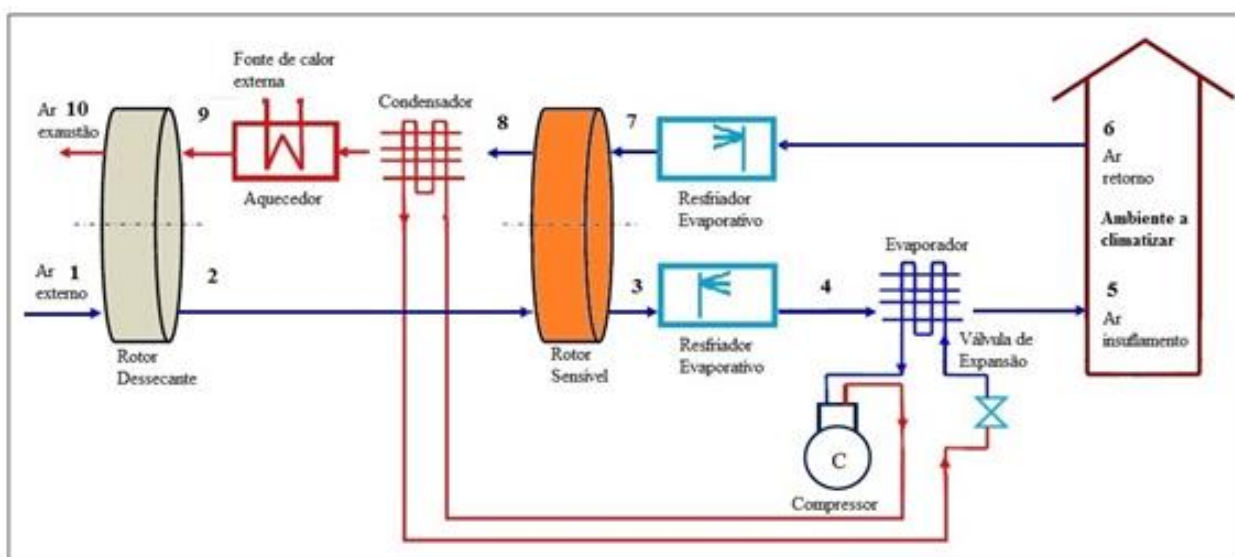


Figura 1.3 - Sistema de condicionamento de ar híbrido dessecante

Fonte: Autoria própria

O sistema de condicionamento de ar híbrido dessecante e por compressão de vapor tem o funcionamento próximo do sistema dessecante. No sistema híbrido apresentado na Fig. 1.3 há, em relação ao sistema dessecante, o acréscimo de um evaporador e de um condensador. O evaporador tem a finalidade de auxiliar na redução da temperatura e da razão de umidade do ar de insuflamento, enquanto que o condensador contribui com o pré-aquecimento do ar de regeneração.

1.4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.4.1 Sistemas de condicionamento de ar por Compressão de Vapor

Domanski e Didion (1983), a partir das equações fundamentais de conservação de massa e de conservação de energia e as relações de estado das propriedades do refrigerante, aplicaram os princípios de termodinâmica para modelar o ciclo de refrigeração através da compressão de vapor. Eles utilizaram a técnica tubo-por-tubo tanto para o evaporador, quanto para o condensador. Os resultados foram animadores, pois, para a capacidade frigorífica, apresentaram uma discrepância máxima de 3,4% quando comparados com os resultados experimentais.

Judge e Radermacher (1997) desenvolveram um modelo matemático que permitia realizar simulações para o ciclo de compressão de vapor, tanto em regime permanente quanto em regime transiente. Para as simulações, foram utilizados refrigerantes puros e também misturados, para um evaporador e um condensador do tipo tubo circular com aletas planas. Também foi realizada uma validação, em regime permanente, com valores obtidos experimentalmente, para a capacidade de refrigeração e o calor rejeitado no condensador, apresentando erros de 3,8% e 7,2% respectivamente.

Wang *et al.* (2006) desenvolveram um modelo matemático para evaporadores com geometria do tipo tubo circular com aletas onduladas. O método utilizado consistia na aplicação das equações de transferência de calor e de massa e na obtenção dos coeficientes globais e interno de transferência de calor. O modelo foi validado com experimentos realizados dentro de um túnel de vento com a carga térmica simulada através de água gelada circulando no interior dos tubos do evaporador ensaiado. As comparações entre os valores simulados e experimentais apresentaram divergência de 15%.

Avanço *et al.* (2010) utilizaram o código computacional EVSIM para simular a troca de calor entre o ar e o fluido refrigerante R22, em um evaporador de condicionador de ar doméstico. Para tanto, utilizou-se um esquema de iterações "para frente", o qual, segundo os autores, permitiu uma análise mais realista do problema. No modelo proposto, o fluido refrigerante escoava no interior dos tubos, formando vários circuitos, enquanto o ar escoava ao redor dos tubos aletados. Também foi considerada a condensação do vapor d'água do ar

úmido que escoar na parte externa dos tubos e a redução de pressão devido ao atrito do escoamento do refrigerante no interior dos tubos. Acrescentou-se, ao código original, uma adaptação às diferentes correlações de transferência de calor no escoamento bifásico.

Nunes (2015), em sua tese de doutorado, apresentou um modelo matemático adimensional simplificado para um sistema de refrigeração de compressão de vapor, operado em regime transiente. O principal objetivo foi otimizar a resposta dinâmica do sistema, e para isso, combinou os princípios da termodinâmica e da transferência de calor e de massa, aplicando-os aos componentes do sistema, assumindo volumes de controle termodinâmicos para cada um dos componentes. Um sistema de refrigeração experimental foi construído, validando o modelo matemático e os resultados foram normalizados, para os refrigerantes R12 e R134a.

1.4.2 Sistemas de condicionamento de ar dessecante

Em relação aos sistemas de condicionamento de ar dessecante, Kodama *et al.* (2003) investigaram experimentalmente dois novos sistemas de resfriamento dessecante para climas úmidos. No primeiro sistema, utilizaram um ciclo de quatro rotores com duplo estágio de desumidificação e foi obtido um COP de 0,30, mas com alto custo inicial. No segundo sistema, utilizaram três rotores: um rotor regenerativo, um rotor dessecante e um rotor entálpico e foi obtido um discreto melhoramento no COP para 0,33, com custo inferior.

Ruivo *et al.* (2004) obtiveram a resposta dinâmica de um sistema dessecante partindo de certa condição inicial até atingir o regime permanente. Eles utilizaram um modelo de equilíbrio instantâneo na modelagem do rotor dessecante, porém, faltaram-lhes resultados experimentais para melhoramento e validação do modelo empregado.

Heidarinejad e Pasharshahi (2011) estudaram o potencial do uso do sistema adsorptivo evaporativo para várias cidades do Irã, através de um modelo híbrido, obtendo resultados numéricos com dados experimentais. Eles concluíram que os sistemas dessecantes são mais eficientes que os resfriadores evaporativos em regiões de clima quente e úmido.

Uçkan *et al.* (2013) estudaram uma nova configuração do sistema de resfriamento evaporativo dessecante. Investigaram o desempenho total do sistema e dos componentes usados durante o verão em um clima quente e úmido. Os resultados mostram que a efetividade

para os rotores regenerativos e resfriadores evaporativos é muito elevada para diferentes condições de ar exterior. As condições do ar interior, com o uso do sistema dessecante, ficaram no intervalo de zona de conforto térmico definido pela ASHRAE.

Jani *et al.* (2015) estudaram um sistema de condicionamento de ar híbrido dessecante para clima quente e úmido. A carga latente foi reduzida pela introdução do sistema dessecante, que aumentou o desempenho do sistema, sendo capaz de proporcionar conforto térmico.

No Brasil, os trabalhos que utilizam a tecnologia dessecante envolvendo os sistemas de condicionamento de ar podem ser avaliados através dos seguintes estudos:

Medeiros (2007) investigou um sistema de condicionamento de ar dessecante, operando em ciclo aberto, composto de um rotor adsorativo, um rotor regenerativo, dois umidificadores e um aquecedor para regeneração do dessecante. Ele testou um modelo matemático com resistência à difusão de massa na matriz dessecante para os rotores adsorativos e simulou um sistema dessecante com dois rotores dessecantes para clima quente e úmido. Ficou constatado que se a razão de umidade na entrada do equipamento estiver em torno de 17 g de vapor de água por kg de ar seco, as condições de conforto térmico não são atingidas.

Nóbrega e Brum (2009) utilizaram um modelo matemático considerando apenas um canal para representar todo o rotor dessecante. Eles assumiram cinco hipóteses simplificadoras para a modelagem das equações de transferência de calor e de massa. Aplicaram o Método dos Volumes Finitos de PATANKAR (1980) para a obtenção das soluções da equação. Os resultados das simulações mostraram que as temperaturas de saída do resfriador evaporativo sofrem significativa diminuição com o uso rotores dessecantes permitindo o uso desse sistema até em locais onde os níveis de umidade são mais elevados.

Silva (2010) montou um protótipo de um sistema dessecante para condicionamento de ar utilizando dois rotores dessecantes, dois trocadores de calor, três resfriadores evaporativos, dois queimadores a gás natural, uma bomba d'água de alta pressão e cinco ventiladores centrífugos. Nesse trabalho foi analisado o comportamento do sistema experimental e sua devida comparação com modelos numéricos. Os resultados obtidos demonstram que o sistema pode atingir desempenho semelhante ao dos sistemas tradicionais nas condições do clima de João Pessoa-PB, no verão.

Sphaier e Nóbrega (2012) estudaram a influência de cada componente do sistema de refrigeração dessecante, fazendo uso de efetividades prescritas, determinando assim o seu

desempenho nos modos de ventilação e de recirculação. Os resultados mostraram que os rotores dessecante e sensível exercem uma maior influência na *performance* do sistema. As simulações realizadas no modo de ventilação, apontaram que a redução da efetividade do rotor regenerativo de 1 (ideal) para 0,8, impactou em uma redução de 20% a 30% no desempenho da desumidificação e assim uma queda de 30% a 50% no desempenho do sistema completo. Para o modo de recirculação o comportamento do sistema foi similar, mas com desempenho inferior ao modo de ventilação.

1.4.3 Sistemas de condicionamento de ar híbrido dessecante

Yanjun *et al* (2000) realizaram um estudo envolvendo um sistema de refrigeração híbrido dessecante. O sistema era composto de uma seção de desumidificação por adsorção, utilizando-se rotores dessecante, uma seção de resfriamento evaporativo e, por fim um sistema por compressão de vapor. Os resultados mostraram que a produção de frio desse sistema aumentava de 20% a 30% e que o coeficiente de *performance* (COP) aumentava de 20% a 40%, quando comparado com o sistema tradicional de compressão de vapor.

Camargo e Ebinuma (2001) apresentaram os princípios básicos de funcionamento para os diversos sistemas de resfriamento: resfriamento evaporativo direto, indireto, multi-estágios e de sistemas híbridos. Fizeram considerações técnicas para a utilização do resfriamento evaporativo em condicionamento de ar para conforto térmico humano, mostrando vários benefícios ambientais e econômicos quando esses sistemas eram utilizados de maneira eficiente.

Mazzei *et al.* (2004) enalteceram o sistema de refrigeração por desumidificação, considerando-o como peça fundamental para os sistemas de ar condicionado destinados ao conforto térmico. Eles avaliaram diversas configurações híbridas com rotores dessecantes em conjunto com sistemas evaporativos e de compressão de vapor. Os resultados foram bastante animadores: grande economia nos custos de operação e implantação (entre 23% e 38%), sensível redução no consumo de energia elétrica (entre 44% e 50%) e melhor controle de umidade dos ambientes.

Liu *et al.* (2007) realizaram experiências com sistemas híbridos dessecantes, compostos de rodas dessecantes em paralelo ao sistema de compressão a vapor. Eles

verificaram que o sistema híbrido consumiria menos energia elétrica se fosse utilizada energia solar ou gás natural para a fase de regeneração (dessorção) da roda dessecante.

Sopian *et al.* (2014) investigaram as configurações de um sistema de resfriamento híbrido dessecante com o intuito de encontrar o efeito da capacidade de desumidificação no desempenho do sistema de resfriamento. O Sistema foi instalado em clima quente e úmido no parque tecnológico da UKM, na Malásia; onde foi simulado com a utilização do *software* TRNSYS. Eles constataram que a capacidade de desumidificação tem efeito positivo sobre o aumento do desempenho do resfriamento dessecante em áreas quentes e úmidas.

Jani *et al.* (2014) investigaram o desempenho de um sistema de condicionamento de ar híbrido dessecante com compressão de vapor para o clima típico quente e úmido em Roorkee, ao Norte da Índia. O sistema atual assegurou uma redução de 61,7% na taxa de umidade do ar do processo na saída da roda dessecante, quando comparado à razão de umidade externa. Os resultados obtidos mostram, ainda, que o desempenho do sistema é altamente sensível às mudanças nas condições ambientais externas.

1.5 MOTIVAÇÃO, OBJETIVOS E ESTRUTURA DA TESE

1.5.1 Motivação

Diante de vários questionamentos e grande pressão de diversos agentes sociais, existe, já há algum tempo, de forma bem manifesta, uma acentuada preocupação com o aumento do consumo de energia elétrica, com a produção de gases nocivos à camada de ozônio e com a produção de gases que contribuem para o efeito estufa e o aquecimento do planeta. Estudos realizados em 2014, pela ONG Observatório do Clima, mostram que, naquele ano, a emissão de CO₂ aumentou no Brasil pela primeira vez em muitos anos, chegando a um patamar de 1,5 bilhões de toneladas desse gás. Entre os responsáveis por esse crescimento, está o aumento de 7,3% da geração de energia elétrica.

A busca da redução desse problema segue dois caminhos já bem trilhados. Por um lado, como é de se esperar, procura-se a eficiência dos equipamentos elétricos atualmente empregados e, por outro, caminha-se para a ampliação da utilização e da pesquisa de sistemas

de resfriamento híbrido dessecante, impondo-se, assim, uma redução do modelo usual de consumo de energia elétrica e do uso de fluidos refrigerantes através de compressão de gases.

A partir de uma longa revisão bibliográfica sobre condicionamento de ar utilizando os sistemas por compressão de vapor, puramente dessecante ou híbrido, foi verificada uma limitação de trabalhos teóricos e experimentais em condições de clima quente e úmido, sendo, portanto, a motivação principal para a realização desta tese, simular um sistema híbrido dessecante sobre as condições locais, ou seja, quente e úmido.

Os sistemas de condicionamento de ar híbridos possuem um alto potencial para serem energeticamente competitivos e propiciar ambientes mais saudáveis, quando comparados com sistemas de refrigeração apenas com compressão de vapor. Em climas quentes e úmidos os sistemas de condicionamento de ar híbridos podem minimizar a dimensão do equipamento do sistema de compressão de vapor e conseqüentemente reduzir o seu consumo elétrico.

Além disso, os sistemas híbridos são atualmente uma tecnologia cara, devido à importação dos rotores dessecantes, controle e instrumentação do sistema completo. Portanto, uma redução do custo de investimento é desejável, para explorar a sua energia e vantagens ambientais. Isso corrobora para que sejam realizadas, nesta tese, a modelagem e a simulação de cada componente do sistema de refrigeração híbrido dessecante.

Ademais, a maioria dos trabalhos existentes que trata de sistema de condicionamento de ar propõe um modelo matemático para o componente principal e utiliza efetividades para os demais componentes. Nesse sentido, a modelagem de todos os componentes neste trabalho também deve ser considerada uma importante contribuição para a realidade existente.

Alguns pacotes computacionais já possuem sub-rotinas prontas para vários componentes do sistema a ser simulado, mas estes são muito limitados diante da variação de parâmetros. Portanto, a construção do programa computacional para cada componente é uma grande vantagem que vise otimização e caracterização de parâmetros importantes para cada fenômeno físico envolvido.

1.5.2 Objetivos

1.5.2.1 Objetivo geral

Proceder ao estudo teórico de um sistema de condicionamento de ar dessecante acoplado a um sistema de refrigeração por compressão como alternativa para a diminuição do consumo de energia elétrica e da emissão de substâncias nocivas ao meio ambiente.

1.5.2.2 Objetivos específicos

- Modelar e simular um resfriador evaporativo tipo lavador de ar.
- Modelar e simular um rotor regenerativo.
- Modelar e simular um rotor dessecante.
- Modelar e simular um evaporador de um sistema de compressão de vapor.
- Modelar e simular um condensador de um sistema de compressão de vapor.
- Realizar a validação numérica de todos os componentes com trabalhos existentes na literatura.
- Calcular o Coeficiente de *Performance* do Sistema proposto.

1.5.3 Estrutura

A estrutura desta tese engloba sete capítulos, divididos em parágrafos que se encontram subdivididos em seções e subseções.

Neste primeiro capítulo, encontram-se a formulação do problema, a justificativa, os tipos de sistemas de condicionamento de ar analisados, a devida revisão bibliográfica, além da motivação, objetivos e estrutura da tese.

No segundo capítulo, será detalhada a tecnologia do resfriamento evaporativo, através de uma breve introdução, suas vantagens e possíveis aplicações. Abrange, também, fundamentos, modelos, simulações numéricas e comparações entre os resultados obtidos no presente trabalho e outros existentes na literatura.

No terceiro capítulo, será detalhada a tecnologia do rotor regenerativo, através de uma breve introdução, da modelagem matemática, de simulações numéricas e comparações entre

os resultados obtidos no presente trabalho, incluindo resultados obtidos experimentalmente no Laboratório de Meios Porosos e Adsorção, e outros trabalho existentes na literatura.

No quarto capítulo, será apresentada uma introdução sobre os rotores dessecantes, suas aplicações, materiais dessecantes, modelagem matemática, simulações numéricas e comparações entre os resultados obtidos no presente trabalho e outros existentes na literatura.

No quinto capítulo, será apresentado uma introdução sobre os evaporadores e condensadores de um sistema de compressão de vapor, simulações numéricas e comparações entre os resultados obtidos no presente trabalho e outros existentes na literatura.

No sexto capítulo, será realizada a simulação transiente de um sistema dessecante com dois rotores, sistema de compressão de vapor e também de um sistema híbrido dessecante com compressão de vapor, objetivando prever o desempenho dos sistemas através da análise das condições de entradas e saída do recinto climatizado e do COP.

No último capítulo serão apresentadas as conclusões obtidas nesse trabalho e sugestões para futuros trabalhos na área.

CAPÍTULO II

RESFRIADOR EVAPORATIVO

2.1 INTRODUÇÃO

Os primeiros registros de resfriamento evaporativo datam de 2500 a.C e podem ser observados em afrescos (pinturas antigas realizadas em paredes ou tetos) do antigo Egito, que mostravam escravos abanando jarros que continham água. Para o resfriamento da água destinada ao consumo, acondicionavam-na dentro de potes ou jarros de barro de paredes porosas, base esférica e estreito gargalo, muito semelhantes às moringas utilizadas nas regiões sertanejas do Nordeste brasileiro. Parte da água armazenada no recipiente passava através dos poros do barro e evaporava. Esse fenômeno é motivado pela mudança de fase, a água contida no pote cede calor, fazendo com que haja o resfriamento do sistema, tornando-a mais agradável ao consumo.

Já em Roma, na Idade Média, algumas casas possuíam um sistema de calhas integradas às paredes, por onde a água passava. Quando esta entrava em contato com o fluxo de ar, ocorria a evaporação. Dessa forma, era oferecido um pouco de ar fresco e úmido para o ambiente. Essa técnica logo foi difundida para outras regiões de clima quente e seco. Hoje, é frequente encontrarmos ambientes em que o arrefecimento por evaporação é utilizado.

O primeiro dispositivo mecânico para resfriar o ar foi provavelmente idealizado e desenvolvido por Leonardo da Vinci entre os séculos XV e XVI. Ele criou um equipamento que possuía uma roda d'água oca com uma passagem de ar, construída para guiá-lo até o local desejado, assim era empurrado através da elevação e queda de água de suas câmaras. O ar era arrefecido através da passagem da água e pela evaporação durante a movimentação da roda.

O processo de resfriamento evaporativo é simples, de baixo custo, prático e ecologicamente correto, pois utiliza apenas a água e o ar e consiste basicamente na evaporação desta no momento da passagem do fluxo de ar. Este, em contato com a água, fica saturado e, ao mesmo tempo, cede o calor necessário para que uma parcela da água

evapore. Através desse fenômeno, ocorre a redução da temperatura do ar em função do calor sensível transferido para a água.

O resfriamento evaporativo é um processo natural que consiste na redução da temperatura do ar e elevação de sua umidade relativa através de mecanismos simultâneos de transferência de calor e de massa entre o ar e a água. É um método bastante útil para a climatização de ambientes, especialmente nas regiões áridas e semiáridas do Brasil. Atualmente, os sistemas de resfriamento evaporativo têm encontrado aplicação nos mais diferentes campos da engenharia, tais como: manutenção de conforto térmico em grandes espaços, umidificação industrial e climatização de aviários (PIMENTA e CASTRO, 2003). Podem ser utilizados também em áreas que possuem grandes quantidades de pessoas, em locais em que haja a necessidade de aumentar a umidade, em cultivo de produtos hortifrutigranjeiros, em processos industriais que requeiram maior controle da umidade e, principalmente, como condicionadores de ar comercial e residencial, dentre outros.

O processo de resfriamento evaporativo, teoricamente, ocorre de forma adiabática e pode ser mostrado na carta psicrométrica, na figura 2.1, abaixo, na qual fica claro que a mistura ar seco e vapor d'água faz com que ocorram modificações na temperatura do ar e na razão da umidade.

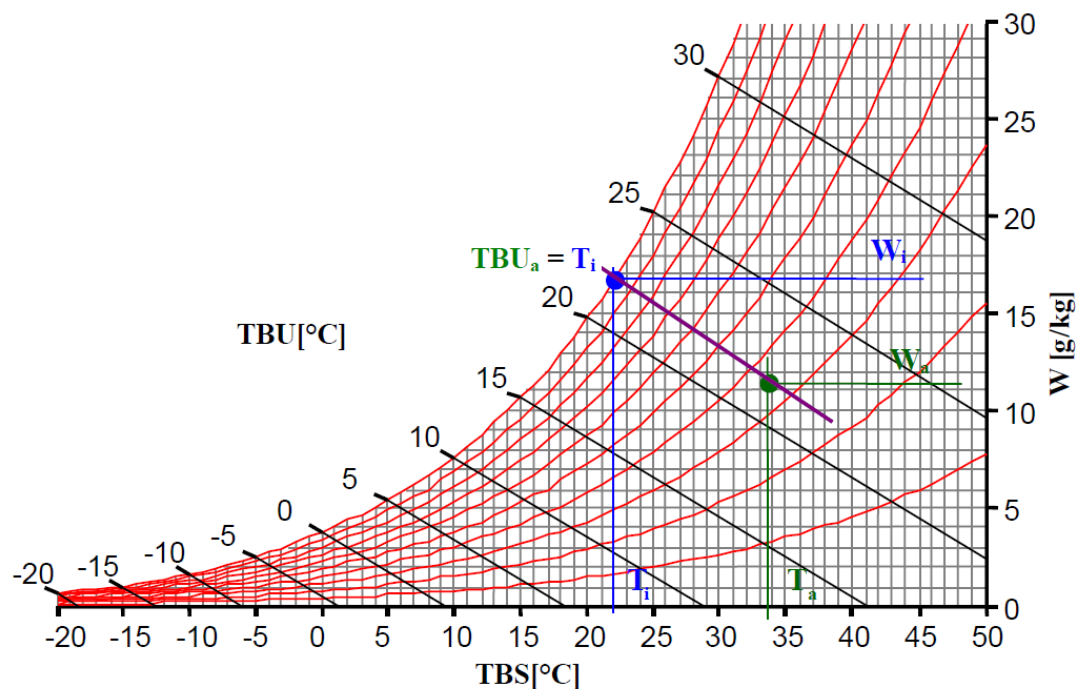


Figura 2.1 - Evolução típica de um resfriador evaporativo

Fonte: SILVA (2004)

O sistema de resfriamento evaporativo vem, nos últimos anos, ganhando espaço frente aos sistemas de condicionamento de ar por compressão de vapor, pois, além de renovar constantemente o ar climatizado, previne a “Síndrome dos edifícios doentes”, que tem como causa sistemas de condicionamento de ar com manutenção precária, o que propicia o aparecimento de fungos e bactérias, e apresenta outras vantagens:

- Baixo consumo de energia, talvez a maior motivação para o estudo desses sistemas;
- Não utiliza gases nocivos à camada de ozônio ou gases que contribuem com o efeito estufa (CFC ou HCFC);
- Apresenta facilidades de instalação, operação, manutenção e integração com outros sistemas de refrigeração;
- Aumento da umidade do ar em regiões secas (áridas) e consequente melhora no conforto para o ambiente climatizado.
- Apresenta significativa redução da temperatura em regiões de baixa umidade.

2.1.1 Tipos de Resfriadores Evaporativos

Para melhoria do seu desempenho, o resfriador evaporativo pode ainda ser utilizado para climatização em conjunto com um sistema adsorativo, com um sistema de compressão de vapor ou, ainda, com um sistema híbrido (adsorativo e de compressão de vapor), que é o principal objetivo deste trabalho. Os equipamentos de resfriamento evaporativo são classificados em dois tipos: refrigeração evaporativa direta (RED) e refrigeração evaporativa indireta (REI).

No resfriamento evaporativo direto (RED) ocorre o contato direto do fluxo de ar com uma película de água, fazendo com que parte desta seja evaporada. O calor latente de vaporização faz com que o ar perca calor para a água e, consequentemente, esta ganhe energia, dessa forma ocorre a mudança de fase, de líquido para vapor de água, um aumento da umidade no ar (ganho de massa) e uma consequente redução da temperatura de bulbo seco do ar. Porém, teoricamente, não ocorre, durante o processo de resfriamento do ar, variação de entalpia e a temperatura de bulbo úmido se mantém constante. Os resfriadores evaporativos diretos têm frequente utilização em regiões de climas secos (áridos) para reduzir a temperatura de ambientes e podem ser utilizados para prolongar a qualidade e a validade de legumes e hortaliças, conforme as figuras 2.2 e 2.3, a seguir.



Fig. 2.2 - Resfriador evaporativo Disp. em: <<http://www.refrigeracao.net>> Acesso em: 20 mai.16



Fig. 2.3 - Resfriador evaporativo Disp. em: <<http://www.tecnomist.com>> Acesso em 20 mai.16

O efeito desejado nesse processo é que ocorra uma sensível diminuição da temperatura de bulbo seco do ar e um aumento de sua umidade relativa, contribuindo significativamente para a finalidade a que se propõe.

A figura 2.4, a seguir, apresenta a configuração típica de um resfriador evaporativo direto e a sua variação de temperatura e umidade durante o processo de resfriamento. Em (a) é possível visualizar o resfriamento de um fluxo ar quando em contato direto com água em um painel evaporativo. É possível identificar em (b) que o ar inicialmente quente e seco é arrefecido, passando do estado 1 para o estado 2 e, na sequência, para o estado de

saturação 1'. Durante todo o processo, o ar apresenta ganho de massa (razão de umidade) e perde calor sensível.

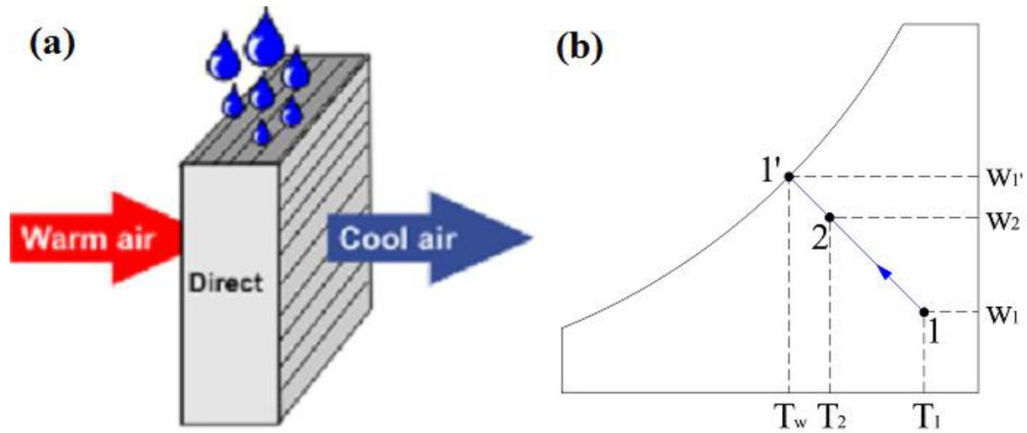


Figura 2.4 - Sistema de resfriamento evaporativo direto de configuração típica (a) e Representação psicrométrica (b)

Fonte: XU JIA (2014)

É desejável, para um melhor desempenho dos resfriadores evaporativos comerciais, que o ar de saída atinja a condição de saturação, no entanto, isso não ocorre. Camargo (2003) afirma que a maioria dos novos resfriadores evaporativos comerciais atinge cerca de 80% de saturação e, teoricamente, no processo ocorre a entalpia constante, mas, num processo real, a entalpia sofre pequena variação.

A efetividade de saturação (ε_d) de um resfriador evaporativo direto é definida como a taxa entre a queda real da temperatura de bulbo seco e a máxima queda teórica que a TBS poderia ter se o resfriador fosse 100% eficiente e o ar saísse saturado. Nesse caso, a TBS na saída seria igual à TBU do ar na entrada (TRANE, 1978). A efetividade é definida como:

$$\varepsilon_d = \frac{TBS_e - TBS_s}{TBS_e - TBU_e} \quad (2.1)$$

em que ε_d representa a efetividade do sistema de resfriamento evaporativo direto e os índices e e s correspondem à entrada e saída do resfriador, respectivamente.

No resfriamento evaporativo indireto (REI), o ar que será utilizado para condicionar o ambiente (fluido primário) ficará separado do lado "molhado" e não entrará em contato direto com a água. Ele perde calor para o fluido de trabalho (fluido secundário), o qual está

em contato direto com a água pulverizada. Através do processo, o calor do ar primário é transferido para o ar secundário que, em seguida, é absorvido pelo vapor d'água. A configuração básica do sistema de arrefecimento evaporativo indireto é mostrada na Figura 2.5.

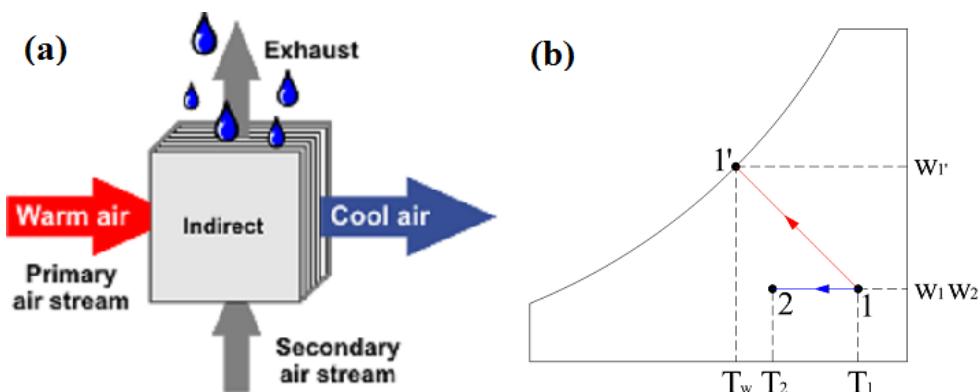


Figura 2.5- Sistema de resfriamento evaporativo indireto de configuração típica (a) e Representação psicrométrica (b).
Fonte: XU JIA(2014)

Na figura 2.5 (a), o fluxo secundário entra em contato direto com a água e, pela evaporação desta, tem-se o resfriamento do ar. Concomitantemente, o ar primário, em contato indireto, é resfriado. É possível identificar, na figura 2.6 (b), que o ar inicialmente quente e seco tem a sua temperatura resfriada (1→2), porém não ocorre ganho ou perda de massa e a razão de umidade permanece constante.

A efetividade de um resfriador indireto (ε_i) é função das temperaturas do ar primário na entrada e na saída e da temperatura da água (que é, teoricamente, a temperatura de saturação do ar secundário) e é apresentada por Camargo e Ebinuma (2002) como sendo:

$$\varepsilon_i = \frac{TBS_{pe} - TBS_{ps}}{TBS_{pe} - T_w} \quad (2.2)$$

em que ε_i representa a efetividade da unidade indireta (ASHRAE, 1995) e os índices **pe**, **ps** e **w** correspondem, respectivamente, à entrada do ar primário, à saída do ar primário e à temperatura da água.

Em um resfriador evaporativo indireto pode ser possível uma economia do custo total de operação entre 60% e 75%, quando comparado ao da refrigeração mecânica para produzir o mesmo efeito de resfriamento (ASHRAE, 1984).

Para um resfriador ideal, isto é, com 100% de efetividade, as temperaturas de bulbo seco e de ponto de orvalho tenderiam a ser iguais à temperatura de bulbo úmido. A figura 2.6, a seguir, ilustra essa situação.

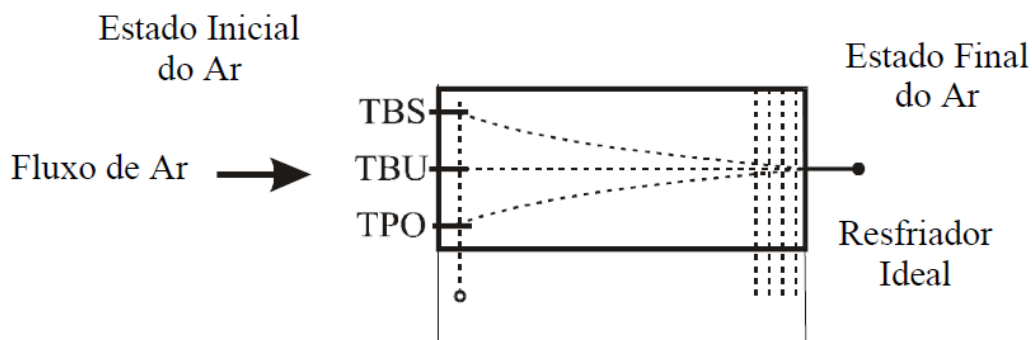


Figura 2.6 - Resfriador evaporativo tipo lavador de ar
Fonte: CAMARGO *et al.* (2004)

Pelas características geográficas, é possível dizer, com certa precisão, se o aparelho terá bom desempenho. Quanto mais próximo da região equatorial, maior a média de temperaturas anuais. Porém, se for adicionada grande quantidade de evaporação natural, como aquelas ocorridas devido ao ciclo das águas, quando as águas dos rios e mares evaporam, condensam-se e causam chuvas, será reduzido muito o espaço entre as temperaturas de bulbo seco e úmido. Essa é uma situação crítica para o ciclo evaporativo artificial (SANTOS, 2010).

Em algumas regiões do país, o resfriamento evaporativo deixa de ser apenas para obtenção de conforto térmico e passa a ser um instrumento que pode auxiliar na redução dos prejuízos causados à saúde. A baixa umidade em algumas regiões do Brasil pode proporcionar nos habitantes a perda de líquido pelas chamadas células da mucosa das vias aéreas, ocasionando ressecamento nas fossas nasais, faringe, laringe, traqueia, dentre outros órgãos.

Os sintomas mais comuns advindos da baixa umidade são: ressecamento dos lábios, sangramento de nariz, rinite e sinusite. Não é raro observarmos reportagem em jornais e TV's em que a Defesa civil de alguns estados, principalmente do Sul e Sudeste, alertam a população para medidas como a suspensão de atividades físicas nas escolas e a constante

hidratação por parte do indivíduo, quando os níveis de umidade ficam abaixo do aceitável. Quando a baixa umidade ocorre de forma simultânea às altas temperaturas (localidades quentes e áridas), o processo de resfriamento evaporativo para climatização de ambientes é o mais indicado. Nas figuras 2.7 e 2.8, abaixo, é possível verificar, respectivamente, a temperatura máxima média mensal e a umidade relativa média mensal (outubro-primavera/2015) nas regiões brasileiras.

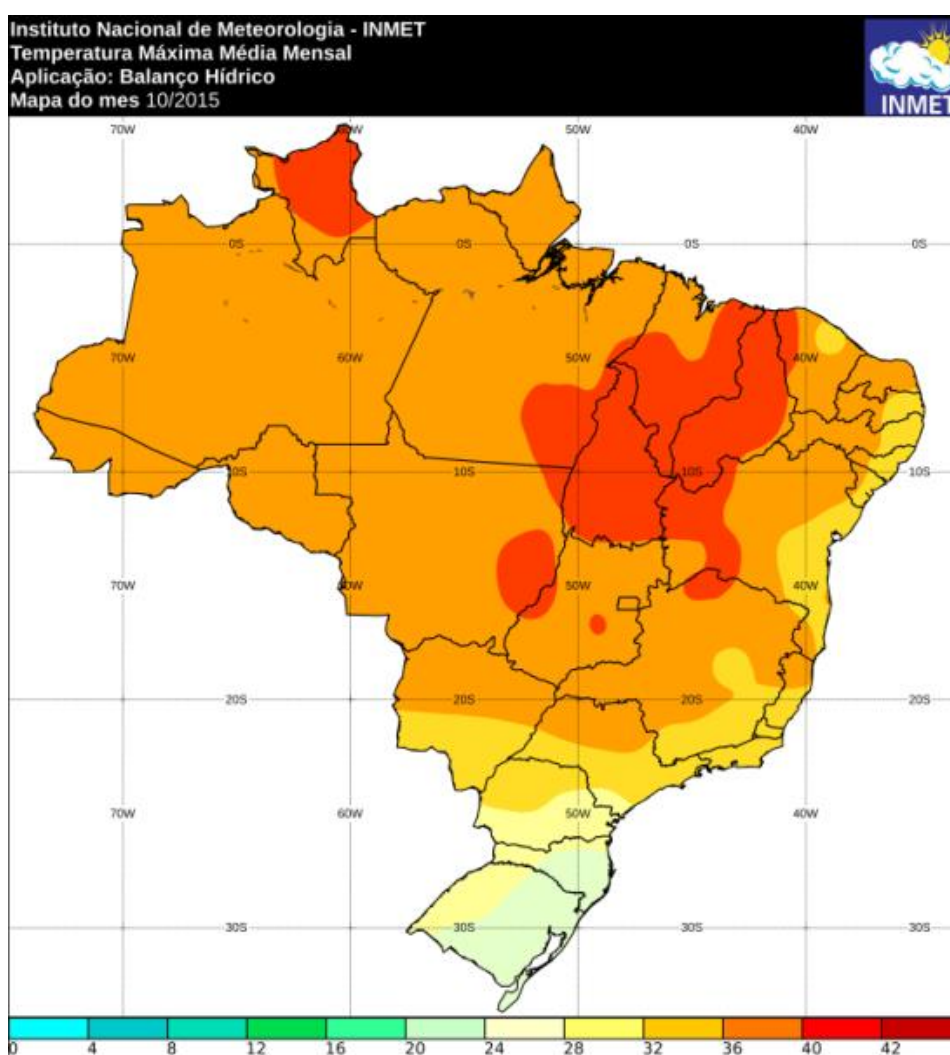


Figura 2.7 - Temperatura máxima média mensal (outubro-primavera/2015)
Fonte: Instituto Nacional de Meteorologia (2015)

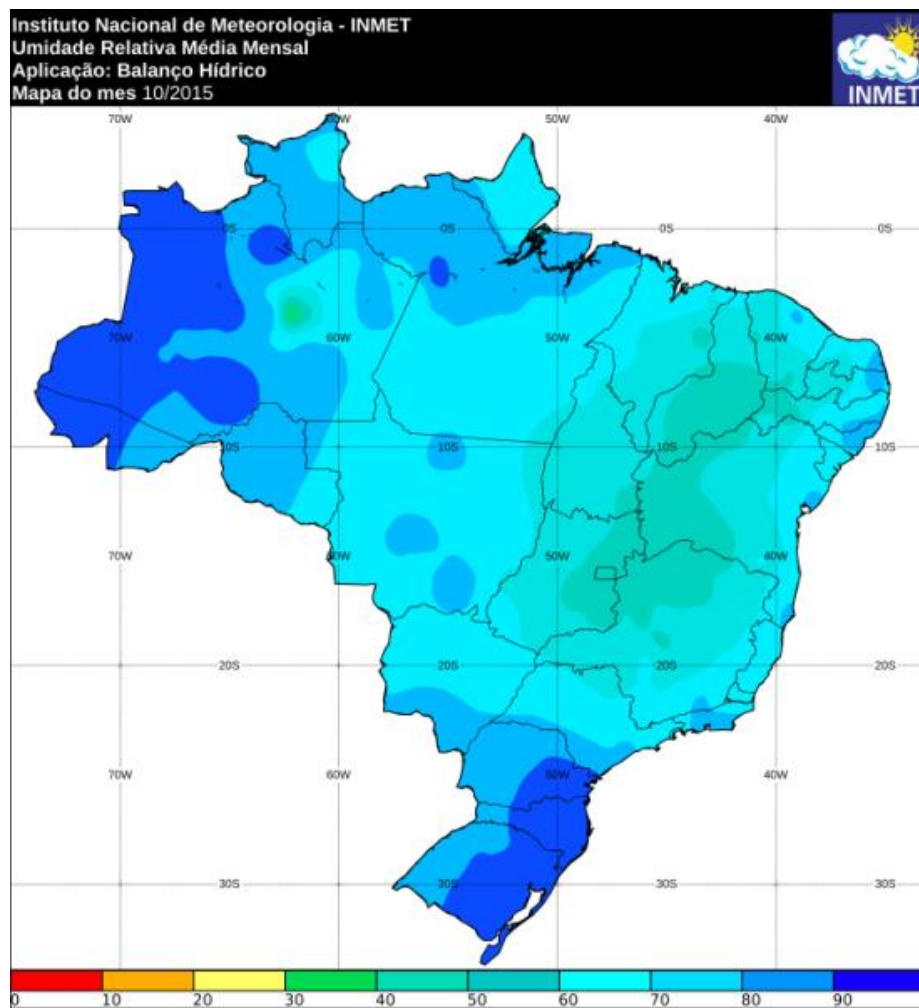


Figura 2.8 - Umidade relativa média mensal(outubro-primavera/2015)
Fonte: Instituto Nacional de Meteorologia (2015)

Nas figuras 2.7 e 2.8, anteriores, observa-se que no mês de outubro de 2015 (primavera) as condições de temperatura (alta) e de umidade (baixa) eram favoráveis para a utilização dos equipamentos de resfriamento evaporativo nas regiões Centro-Oeste,

Nordeste (exceto a região litorânea), grande parte da região Sudeste e pequenas áreas localizadas na região Norte do país.

Durante algumas estações do ano, principalmente verão e primavera, é possível observar, via dados do Instituto Nacional de Meteorologia, várias regiões do país em que os fenômenos de baixa umidade e altas temperaturas ocorrem. Porém, existem regiões, a exemplo do sertão nordestino, em que durante todo o ano o resfriador evaporativo pode ser utilizado para climatização.

Segundo Carossi (2006), os estados da Bahia, Ceará, Goiás, Mato Grosso, Mato Grosso do Sul, Minas Gerais, Paraíba, Pernambuco, Piauí, São Paulo e Tocantins têm um potencial anual muito grande de utilização do resfriamento evaporativo em algumas de suas regiões. Também relatou que aproximadamente 70% dos estados brasileiros têm potencial para utilização dos sistemas de refrigeração evaporativo em mais da metade do ano.

O resfriador evaporativo em foco neste trabalho é direto, do tipo "lavador de ar", no qual o ar é resfriado e umidificado adiabaticamente ao entrar em contato com a água que é borrifada através de alta pressão. Quando a água é borrifada, em contato com o ar, ocorre, através das diferenças de pressão e temperatura, a sua evaporação. Nesse instante, para um melhor desempenho do resfriador, é desejável que o ar esteja próximo da condição de saturação.

2.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Gomes (1988) investigou teoricamente um modelo unidimensional a partir de balanços de massa e energia em um volume infinitesimal através de solução numérica para a torre de resfriamento e para o lavador de ar e validou os resultados com dados experimentais obtidos no laboratório, permitindo a obtenção de dados reais para a torre e para o lavador, bem como a determinação do produto do coeficiente de transferência de massa pela área de troca, para cada caso.

Halasz (1998) desenvolveu um modelo matemático para dispositivos de resfriamento evaporativo, tais como torres de arrefecimento, condensadores, lavadores de ar e bobinas de refrigeração e desumidificação no qual eram descritos seus comportamentos físicos. Com o intuito de tornar o processo mais simples, a curva de saturação foi aproximada para uma linha reta e assim, de forma precisa, os vários tipos de

dispositivos de resfriamento evaporativo foram classificados, o que é conveniente quando considerados dispositivos de fluxo cruzado.

Camargo e Ebinuma (2001) apresentaram um estudo envolvendo quinze cidades brasileiras com os princípios básicos e considerações técnicas para a utilização do resfriamento evaporativo direto, do resfriamento evaporativo indireto, de sistemas multiestágios e de sistemas híbrido (evaporativo e por compressão de vapor) para conforto térmico.

Silva (2004) apresentou os resultados da análise numérica de um modelo de resfriamento evaporativo com pulverização da água, para climatização de ambientes, a fim de obter propriedades do sistema de evaporação. Através da resolução de um sistema de equações diferenciais ordinárias não-lineares de primeira ordem, era possível determinar a vazão, a temperatura e a razão de umidade do ar que permanecia dentro do recinto.

Beshkani e Hosseini (2006) estudaram os efeitos da velocidade do ar e o do comprimento dos painéis de evaporação na eficiência da saturação e da queda de pressão em um sistema de resfriamento evaporativo direto. Os resultados mostraram que, com a redução do fluxo de ar de processo e com o aumento do comprimento do painel, ocorre uma melhora na efetividade do resfriador.

Camargo *et al.* (2006) descrevem três métodos para definir a efetividade de resfriamento evaporativo aplicados a conforto térmico humano em regiões tropicais e equatoriais. Estes foram aplicados em condições severas para a cidade de Brasília durante diferentes condições climáticas, e mostraram que os sistemas de resfriamento evaporativo têm um potencial muito grande para propiciar conforto térmico e ainda podem ser usados como alternativa aos sistemas convencionais em regiões onde a temperatura de bulbo úmido de projeto é inferior a 24°C.

Carossi (2006) desenvolveu um método matemático para mapear regiões brasileiras com potencial de serem utilizados sistemas de resfriamento evaporativo no condicionamento de ar ambiente. O climatizador evaporativo utilizado tinha capacidade de resfriar ambientes de até 50 m². Os mapas climáticos das temperaturas e umidades relativas do ar foram sobrepostos e possibilitaram a caracterização das regiões onde as condições do ar estariam dentro de valores passíveis de utilização de sistema de resfriamento evaporativo.

Heidarinejad e Bozorgmehr (2007) modelaram um sistema de Resfriamento Evaporativo Direto (RED) e outro com Resfriamento Evaporativo Indireto (REI). Esses

modelos foram obtidos a partir das equações que regem a transferência de calor e de massa. Fatores que afetam a efetividade de resfriamento evaporativo, tais como taxas de fluxo de massa, geometria e configuração de fluxo de ar foram consideradas. Os resultados para condições típicas de algumas cidades iranianas mostraram que a efetividade de resfriamento evaporativo depende do fluxo mássico de ar e do espaçamento entre placas de passagens úmidas e secas.

Bogleux *et al.* (2007) simularam um resfriador evaporativo direto e uma torre de resfriamento utilizando o modelo de efetividade NTU. As equações diferenciais ordinárias resultantes foram resolvidas numericamente e comparadas com dados disponíveis na literatura. Os resultados mostraram-se precisos, exceto quando as propriedades constantes não poderiam ser assumidas em toda a seção transversal do fluxo de ar da torre e do resfriador evaporativo.

Fouda e Melikyan (2011) estudaram a transferência de calor e de massa entre o ar e a água em um resfriador evaporativo direto com superfície molhada utilizando um modelo matemático para resolver o sistema de equações da continuidade, da quantidade de movimento, da energia e da concentração do ar através da discretização das equações via método das diferenças finitas. Os resultados obtidos foram validados com dados experimentais disponíveis na literatura e apresentaram um bom ajuste. A influência da velocidade e da temperatura do ar de entrada e a espessura do painel evaporativo para determinar o desempenho do equipamento foram analisadas.

Santos *et al.* (2011) estudaram a transferência de calor e de massa entre o ar e a água em um lavador de ar aplicado para resfriamento evaporativo direto, usando o modelo Merkel, através de solução analítica. Os resultados obtidos apresentaram excelente concordância com resultados disponíveis na literatura.

Chakrabarti *et al.* (2015) estudaram a transferência de calor e de massa entre o ar e a água em um lavador de ar aplicado para resfriamento evaporativo direto, usando o modelo Merkel, através de solução analítica. Os resultados obtidos apresentaram excelente ajuste com resultados disponíveis na literatura. Também investigaram os efeitos da temperatura da água, do fluxo de ar e da razão de umidade na temperatura dentro do lavador de ar.

Chakrabarti e Das (2015) estudaram a transferência de calor e de massa entre o ar e a água em um lavador de ar aplicado para resfriamento evaporativo direto, usando o modelo Poppe, através de solução numérica. O modelo de Poppe apresentou uma

discrepância maior que o modelo de Merkel, quando comparado a outros resultados disponíveis na literatura.

Este trabalho visa desenvolver modelos matemáticos mais precisos para prever os fenômenos de transferência de calor e de massa nos lavadores de ar empregados em torre de resfriamento e em resfriadores evaporativos. A referência inicial para tais equipamentos partia da solução gráfica (ASHRAE, 1997).

Na atualidade, discute-se a utilização dos dois principais modelos matemáticos de Merkel e Poppe, o emprego de soluções analíticas e numéricas. Esses modelos vêm sendo amplamente utilizados em torres de resfriamento, destacando-se, na questão, os trabalhos de Kloppers e Kröger (2005a) e Kloppers e Kröger (2005b). Recentemente, Santos *et al.* (2011) e Chakrabarti Das (2015) aplicaram os modelos de Merkel e Poppe, respectivamente, para resfriadores evaporativos.

No presente trabalho, pretende-se evidenciar tais modelos nos resfriadores evaporativos do tipo lavador de ar que possuem o mesmo princípio de funcionamento das torres de resfriamento, mas com finalidades diferentes. Enquanto que na torre de resfriamento o objetivo é realizar o resfriamento da água, no resfriador evaporativo o objetivo é resfriar o ar.

2.3 MODELAGEM MATEMÁTICA

2.3.1 Modelo de Merkel

Merkel, em 1925, combinou os coeficientes de transferência de massa e de calor sensível em um único coeficiente global com base no potencial da força motriz de entalpia. Sua proposta requer algumas simplificações, que têm sido universalmente adotadas para os cálculos de desempenho de torres de resfriamento.

A teoria de Merkel afirma, basicamente, que toda transferência de calor dentro de uma torre de resfriamento ou de um resfriador evaporativo ocorre por difusão e convecção de calor entre a água e o ar.

A Figura 2.9, a seguir, apresenta uma representação esquemática de um lavador de ar em que são apresentados alguns parâmetros físicos e geométricos. À medida que o ar passa através do lavador de ar de comprimento L , a água é borrifada. Considere dx como um pequeno comprimento elementar e a variação nas diferentes propriedades que ao longo

desse comprimento dx são apresentadas. Considere, ainda, que o fluxo de ar é paralelo ao comprimento do lavador.

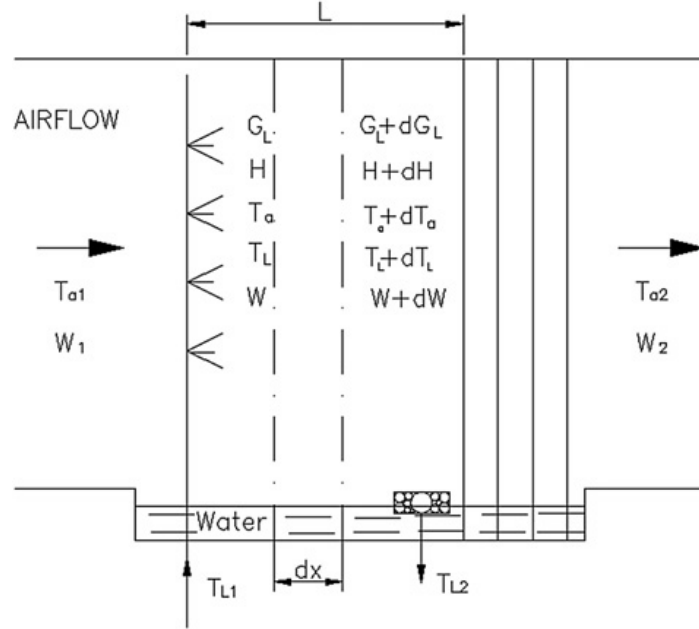


Figura 2.9 - Lavador de ar
Fonte: SANTOS *et al.* (2011)

As equações que descrevem os processos físicos serão obtidas realizando-se balanços de massa e energia no elemento diferencial dx , como descrito a seguir:

$$-dG_L = G_a dW = K_m a_m (W_i - W) dx \quad (2.3)$$

Em que W é a razão de umidade do ar e W_i é a razão de umidade do ar na interface ar-água.

O lavador de ar pode ser usado para aquecimento ou arrefecimento do ar. À medida que o ar passa através do lavador, a sua temperatura aumenta ou diminui devido à transferência de calor sensível entre a interface ar-água do ar. O resultado da equação será:

$$G_a c_{p_m} dT_a = h_a a_H (T_i - T_a) dx \quad (2.4)$$

A variação da entalpia do ar é o resultado da transferência de calor devido à diferença na temperatura do ar e da água (calor sensível) e à transferência, devido à mudança de fase (calor latente). A equação resultante será:

$$G_a(c_{p_m}dT_a + h_{fg}dW) = [h_a a_h(T_i - T_a) + k_m a_m(W_i - W)h_{fg}]dx \quad (2.5)$$

Em dispositivos de contato direto, as áreas superficiais onde ocorrem a transferência de calor e a transferência de massa podem ser consideradas idênticas, então $a_m = a_h$. Desprezando as variações do calor latente de vaporização da água com a temperatura e considerando a relação de Lewis na relação $h_a/K_m C_{p_m}=1$, tem-se que a equação (2.5) pode ser exibida como:

$$G_a dH = k_m a_m [(c_{p_m} T_i + W_i h_{fg}) - (c_{p_m} T_a + W h_{fg})] dx \quad (2.6)$$

$$G_a dH = k_m a_m [H_i - H] dx \quad (2.7)$$

Em que $[H_i - H]$ representa o potencial entálpico.

À medida que ocorre o resfriamento do ar no lavador, ocorre, também, por transferência, um aumento na energia da água. Aplicando a esse processo o princípio da conservação da energia, obtém-se:

$$G_a dH = -G_L C_L dT_L \quad (2.8)$$

$$-G_L C_L dT_L = h_L a_H (T_L - T_i) dx \quad (2.9)$$

O sistema de equações diferenciais ordinárias formado para solução do problema é composto pelas equações (2.3), (2.4), (2.7), (2.8) e (2.9) e a resolução dessas equações fornecerá relações para as diferentes variáveis: $W(x)$, $T_a(x)$, $H(x)$, $T_L(x)$ e $T_i(x)$.

A seguir, estão apresentadas as condições iniciais prescritas na entrada do lavador de ar:

$$W(0)=W_i; T_a(0)=T_{a1}; H(0)=H_i; T_L(0)=T_{L1}; T_i(0)=T_{i1}$$

Na literatura existente, as equações acima são resolvidas através de procedimento gráfico, o que pode demandar muito tempo. Poucos são os trabalhos que apresentam

solução analítica com transferência simultânea de calor e massa relacionada ao lavador de ar.

A solução analítica com ajuste linear para o problema do lavador de ar é obtida com a resolução de um sistema de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem em que são apresentadas as condições prescritas na entrada do lavador de ar (Problema de valor inicial - PVI).

Com o intuito de simplificar a solução, é muito comum a realização de um ajuste linear da curva de saturação do ar na carta psicrométrica (temperatura x entalpia) para temperaturas entre 15°C e 30°C, o que representa bem as condições comuns impostas aos lavadores de ar

$$H_i(T_i) = a_1 T_i + a_0 \quad (2.10)$$

em que os coeficientes $a_1=3,8488$ e $a_0=-1,4936$ representam os coeficientes ajustados durante a linearização na curva de saturação da carta psicrométrica (ASHRAE, 1997), fazendo uso do *software* gráfico *Grapher 8*.

Combinando as equações (2.7), (2.8) e (2.9) e considerando $a_H = a_M$, resulta-se em:

$$\frac{H_i - H}{T_L - T_i} = \frac{h_L}{k_m} \quad (2.11)$$

Realizando a integração da equação (2.8),

$$\int_{H_1}^H dH = \int_{T_{L1}}^{T_L} \frac{-G_L C_L}{G_a} dT_L \quad (2.12)$$

Usando as condições de contorno definidas anteriormente e considerando G_L , G_a e C_L constantes, a equação ficará:

$$H - H_1 = - \frac{G_L C_L (T_L - T_{L1})}{G_a} \quad (2.13)$$

Substituindo a equação (2.10) e (2.13) na equação (2.11), obtém-se a relação linear entre T_L e T_i :

$$T_L = b_1 T_i + b_0 \quad (2.14)$$

$$b_0 = \frac{-H_1 \frac{G_L C_L T_{L1}}{G_a} + a_0}{\frac{h_L}{k_m} \frac{G_L C_L}{G_a}} \quad (2.15)$$

$$b_1 = \frac{a_1 + \frac{h_L}{k_m}}{\frac{h_L}{k_m} \frac{G_L C_L}{G_a}} \quad (2.16)$$

Diferenciando a equação (2.14),

$$dT_L = b_1 dT_i \quad (2.17)$$

Substituindo a equação (2.14) na equação (2.9), resulta numa equação diferencial ordinária:

$$\frac{dT_i}{dx} = \frac{-h_L a_H b_0}{G_L C_L b_1} - T_i \left[\frac{h_L a_H (b_1 - 1)}{G_L C_L b_1} \right] \quad (2.18)$$

Fazendo uma separação de variáveis e realizando a integração, obtém-se a equação da temperatura na interface ar-água,

$$T_i(x) = C_1 e^{-\frac{h_L a_H (b_1 - 1)}{G_L C_L b_1} x} - \frac{b_0}{b_1 - 1} \quad (2.19)$$

aplicando as condições iniciais prescritas na entrada do lavador $T_L(0)=T_{Li}$ e $T_i(0)=T_{i1}$, tem-se que C_1 vale:

$$C_1 = \frac{T_{L1} - b_0}{b_1} + \frac{b_0}{b_1 - 1} \quad (2.20)$$

Substituindo a equação (2.19) na equação (2.4), obtém-se a seguinte equação diferencial para determinar a temperatura do (T_a):

$$\frac{dT_a}{dx} + P(x)T_a = Q(x) \quad (2.21)$$

Em que $P(x)$ e $Q(x)$ são dados por:

$$P(x) = \frac{h_a a_H}{G_a c_{p_m}} \quad (2.22)$$

$$Q(x) = P(x)T_i(x) \quad (2.23)$$

A equação (2.21) é uma equação diferencial linear de primeira ordem e a solução geral foi descrita na literatura, resultando em:

$$T_a(x) = e^{-\int P(x)dx} \int Q(x)e^{\int P(x)dx} dx + Ce^{-\int P(x)dx} \quad (2.24)$$

Em que C representa a constante de integração. Resolvendo a equação (2.21) e aplicando as condições iniciais dadas, obtém-se a seguinte expressão para a temperatura do ar de

$$T_a(x) = \frac{C_2 e^{-\frac{h_L a_H (b_1 - 1)}{G_L C_L b_1} x}}{\frac{h_a a_H}{G_a c_{p_m}} - \frac{h_L a_H (b_1 - 1)}{G_L C_L b_1}} - \frac{b_0}{b_1 - 1} + C_3 e^{-\frac{h_a a_H}{G_a c_{p_m}} x} \quad (2.25)$$

Em que " x " representa a posição axial no lavador e as constantes de integração são dadas abaixo:

$$C_2 = C_1 \frac{h_a a_H}{G_a c_{p_m}} \quad (2.26)$$

$$C_3 = T_{a1} - \left[\frac{C_2}{\frac{h_a a_H}{G_a c_{p_m}} - \frac{h_L a_H (b_1 - 1)}{G_L C_L b_1}} - \frac{b_0}{b_1 - 1} \right] \quad (2.27)$$

Usando uma aproximação linear para a curva de saturação, obtém-se a seguinte relação:

$$W_i(T_i) = d_1 T_i + d_0 \quad (2.28)$$

em que os coeficientes $d_1 = 0,0011$ e $d_0 = -0,0071$ representam os coeficientes ajustados durante a linearização na curva de saturação da carta psicrométrica (ASHRAE, 1997), fazendo uso do *software* gráfico *Grapher 8*.

Substituindo a equação (2.28) na equação (2.3), o balanço de massa para a umidade do ar pode ser reescrito como:

$$\frac{dW}{dx} + P(x)W = Q(x) \quad (2.29)$$

$$P(x) = \frac{k_{ma}m}{G_a} \quad (2.30)$$

$$Q(x) = \frac{k_{ma}m}{G_a} [d_0 + d_1 T_i(x)] \quad (2.31)$$

E a solução geral da equação (2.29) é dada por:

$$W(x) = d_0 - \frac{d_1 b_0}{b_1 - 1} + C_4 e^{\frac{k_{ma}m}{G_a} x} + \frac{k_{ma}m d_1 C_1 e^{-\frac{h_L a_H (b_1 - 1)}{G_L C_L b_1} x}}{k_{ma}m - \frac{G_a h_L a_H (b_1 - 1)}{G_L C_L b_1}} \quad (2.32)$$

Onde C_4 é a constante de integração que pode ser obtida a partir das condições iniciais $W(0) = W_I$:

$$C_4 = W_I - d_0 + \frac{k_{ma}m d_1 C_1}{k_{ma}m - \frac{G_a h_L a_H (b_1 - 1)}{G_L C_L b_1}} + \frac{d_1 b_0}{b_1 - 1} \quad (2.33)$$

A partir dos dados fornecidos na entrada do lavador (condições iniciais), utiliza-se a seguinte sequência de solução:

- Determina-se T_i a através da equação (2.19)
- Determina-se T_a a através da equação (2.25)
- Determina-se W a através da equação (2.32)
- Determina-se T_L a através da equação (2.14)
- Determina-se H a através da equação (2.13)

Na resolução de um sistema de equações diferenciais ordinárias, nem sempre será possível obter solução analítica. No caso do lavador de ar, com um ajuste linear da curva de saturação, foi possível determinar uma solução analítica para temperaturas entre 15°C e 30°C.

Porém, esse ajuste linear não é o mais adequado para descrever a curva de saturação do ar (entalpia x temperatura). Utilizando um ajuste quadrático, que seria mais adequado, a manipulação matemática seria extremamente trabalhosa e possivelmente sem solução analítica. Dessa forma, faz-se necessária a implementação de métodos numéricos através dos quais se obtém uma solução aproximada. Foi utilizado, para a solução numérica do problema posto, o método de Runge-Kutta, desenvolvido aproximadamente no ano 1900.

O método de Runge-Kutta é apropriado para resolver um problema de valor inicial, como é o caso do problema proposto. Os seus principais atrativos são versatilidade, rapidez, precisão e simplicidade. É um método baseado no desenvolvimento de séries de Taylor, realizando comparações com o polinômio de Taylor apropriado, porém não exige o cálculo de qualquer derivada. Foi utilizada a sub-rotina IVPRK do IMSL, que consiste em uma coleção de rotinas e funções de **Fortran**, usadas na pesquisa e análises matemáticas. A IVPRK resolve equações diferenciais ordinárias, usando o método de Runge-Kutta de quinta e sexta ordem para solução de problemas de valor inicial.

As equações diferenciais ordinárias acopladas (2.18), (2.4), (2.3), (2.9) e (2.7) foram reescritas para ficarem na forma a ser implementada, conforme a sequência,

$$\frac{dT_i}{dx} = \frac{h_L a_H b_0}{G_L C_L b_1} - T_i \left[\frac{h_L a_H (b_1 - 1)}{G_L C_L b_1} \right] \quad (2.34)$$

$$\frac{dT_a}{dx} = \frac{h_a a_H (T_i - T_a)}{G_a c_{p_m}} \quad (2.35)$$

$$\frac{dW}{dx} = \frac{K_m a_m (W_i - W)}{G_a} \quad (2.36)$$

$$\frac{dT_L}{dx} = - \frac{h_L a_H (T_L - T_i)}{G_L C_L} \quad (2.37)$$

$$\frac{dH}{dx} = \frac{k_m a_m [H_i - H]}{G_a} \quad (2.38)$$

Foi utilizada na sub-rotina uma tolerância de 10^{-5} , o que representa um critério de convergência para o avanço da solução iterativa.

Para a obtenção de uma solução numérica mais precisa, foi utilizado o mesmo procedimento da solução numérica anterior, porém o ajuste polinomial passou a ser quadrático, pois representa melhor a curva de saturação, em que os termos a_2 , a_1 e a_0 são os coeficientes ajustados a partir dos dados da curva de saturação.

$$H_i(T_i) = a_2(T_i)^2 + a_1 T_i + a_0 \quad (2.39)$$

Onde $a_2 = 0,0729$, $a_1 = 0,5170$ e $a_0 = 35,1475$.

Substituindo as equações (2.39) e (2.13) na equação (2.11), obtém-se a relação quadrática entre T_L e T_i :

$$T_L = b_2 T_i^2 + b_1 T_i + b_0 \quad (2.40)$$

em que b_2 é dado por

$$b_2 = \frac{a_2}{\frac{h_L}{k_m} - \frac{G_L C_L}{G_a}} \quad (2.41)$$

Diferenciando a equação (2.40), resulta em:

$$dT_L = (2b_2 T_i + b_1) dT_i \quad (2.42)$$

Substituindo a equação (2.42) na equação (2.9), tem-se uma equação diferencial ordinária:

$$\frac{dT_i}{dx} = - \frac{h_L a_H}{G_L C_L} \left[\frac{b_2 T_i^2 + (b_1 - 1) T_i + b_0}{2b_2 T_i + b_1} \right] \quad (2.43)$$

Usando uma aproximação quadrática para a curva de saturação, obtém-se a seguinte relação:

$$W_i(T_i) = d_2 T_i^2 + d_1 T_i + d_0 \quad (2.44)$$

Onde $d_2 = 2,4459 \cdot 10^{-5}$, $d_1 = -1,0009 \cdot 10^{-5}$ e $d_0 = 0,0052$.

As equações diferenciais ordinárias acopladas foram resolvidas na seguinte sequência:

$$\frac{dT_i}{dx} = -\frac{h_L a_H}{G_L C_L} \left[\frac{b_2 T_i^2 + (b_1 - 1) T_i + b_0}{2b_2 T_i + b_1} \right] \quad (2.45)$$

$$\frac{dT_a}{dx} = \frac{h_a a_H (T_i - T_a)}{G_a c_{p_m}} \quad (2.46)$$

$$\frac{dW}{dx} = \frac{K_m a_m (W_i - W)}{G_a} \quad (2.47)$$

$$\frac{dT_L}{dx} = -\frac{h_L a_H (T_L - T_i)}{G_L C_L} \quad (2.48)$$

$$\frac{dH}{dx} = \frac{k_m a_m [H_i - H]}{G_a} \quad (2.49)$$

Foi utilizada na sub-rotina uma tolerância de 10^{-5} , o que representa um critério de convergência para avanço da solução iterativa.

2.3.2 Modelo de Poppe

Em 1970, o pesquisador Poppe realizou uma análise na transferência de calor e de massa de uma torre de resfriamento e identificou que era possível considerar a quantidade de água evaporada. Kloppers e Kroger (2005a) investigaram as principais diferenças entre os modelos de Merkel e Poppe.

Na Figura 2.10, abaixo, é possível identificar um resfriador evaporativo do tipo “lavador de ar” com água em recirculação. As equações que descrevem os processos físicos são obtidas aplicando os balanços de massa e energia no elemento diferencial dz .

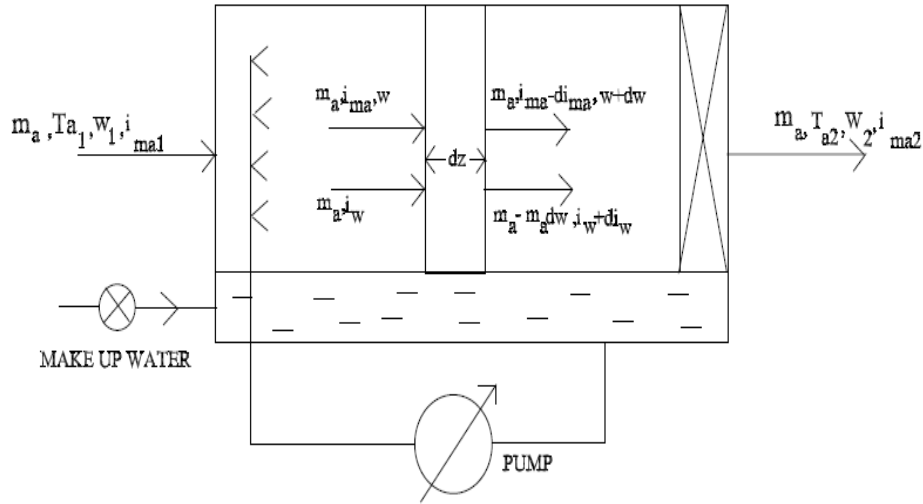


Figura 2.10 - Resfriador evaporativo tipo lavador de ar
Fonte: Chakrabarti Das(2015)

A modelagem matemática e o desenvolvimento das equações apresentadas foram desenvolvidos por Kloppers e Kroger (2005a).

Aplicando-se o balanço de massa de água, obtém-se uma relação entre a variação da taxa de evaporação e a variação de umidade na corrente de ar.

$$dm_w = m_a dw \quad (2.50)$$

A equação que fornece a variação da entalpia específica do ar com a variação da temperatura da água deriva da equação anterior

$$m_a di_{ma} = d[m_w c_{p_w} (T_w - T_{ref})] \quad (2.51)$$

Substituindo-se a equação (2.50) na equação (2.51), tem-se:

$$m_a di_{ma} = c_{p_w} T_w m_a dw - m_w c_{p_w} dT_w \quad (2.52)$$

A transferência de massa através da interface será dada por:

$$dm_w = k_w^*(w_{sw} - w)dA \quad (2.53)$$

Considerando dA como sendo a área efetiva de troca de calor e massa no volume elementar do recheio de altura dz , tem-se a relação com a área específica a_i , de acordo com a equação:

$$dA = a_i A_r dz \quad (2.54)$$

O balanço de energia na interface ar-água será expresso pela equação:

$$dQ = dQ_m + dQ_c \quad (2.55)$$

O transporte de entalpia específica associado à transferência de massa na interface será dado por:

$$dQ_m = i_v dm_w = i_v k_w^*(w_{sw} - w)dA \quad (2.56)$$

Admitindo-se que a temperatura da interface seja igual à temperatura da fase líquida, tem-se que a transferência de calor ar/interface será:

$$dQ_c = h(T_w - T_a)dA \quad (2.57)$$

Substituindo (2.55) em (2.56) e (2.57), resultará em:

$$dQ = i_v dm_w + h(T_w - T_a)dA = i_v k_w^*(w_{sw} - w)dA + h(T_w - T_a)dA \quad (2.58)$$

Em que i_v é a entalpia específica do vapor na temperatura da interface e i_{ma} é a entalpia específica do ar que será dada por:

$$i_{ma} = c_{p_a}(T_a - T_{ref}) + w(i_{wref} + c_{p_v}(T_a - T_{ref})) \quad (2.59)$$

A entalpia específica do ar na interface ar-água pode ser explicitada em função da temperatura da água e das unidades w e w_{sw} como:

$$i_{maw} = c_{pa}(T_w - T_{ref}) + wi_v + (w_{sw} - w)i_v \quad (2.60)$$

Subtraindo a equação (2.59) da equação (2.60), obtém-se a equação:

$$T_w - T_a = \frac{(i_{maw}) - i_v(w_{sw} - w)}{c_{pma}} \quad (2.61)$$

e o calor específico do ar úmido:

$$c_{pma} = c_{pa} + wc_{pv} \quad (2.62)$$

No equacionamento tradicional de torres de resfriamento, assume-se o fator de Lewis como sendo igual a 1. Porém, fazendo uso do modelo de Poppe, em que a evaporação da água não é negligenciada, usa-se a relação descrita por Bosnjakovic (1965).

$$Le_f = \frac{0,865^{0,667} \left[\frac{(w_{sw} + 0,622)}{(w + 0,622)} - 1 \right]}{\ln \left(\frac{w_{sw} + 0,622}{w + 0,622} \right)} \quad (2.63)$$

Fazendo,

$$\Delta i_{ma} = i_{maw} - i_{ma}; \Delta w = w_{sw} - w; \Delta T_w = T_w - T_{ref} \quad (2.64)$$

Realizando-se a substituição das equações (2.61) e (2.63) na equação (2.58) e reorganizando-se, obtém-se:

$$dQ = k_w^* [Le_f \Delta i_{ma} + (1 - Le_f) \Delta wi_v] dA \quad (2.65)$$

Para calcular a pressão de vapor saturado (P_{vw}), foi utilizada a equação de Antoine:

$$\ln P_{vw} = A_1 - \frac{B_1}{T_w + C_1} \quad (2.66)$$

Onde P_{vw} é calculada em mmHg, T_w é dado em Kelvin e as constantes A_1 , B_1 e C_1 valem, respectivamente, 18,3036, 3816,44 e -46,13 (REID *et al.*, 1997), válido para temperaturas da água entre 284 e 441 K.

A umidade de saturação será dada por:

$$W_{sw} = \frac{P_{vw}}{P_a + P_{vw}} \frac{M_w}{M_a} \quad (2.67)$$

A umidade do ar na entrada da torre pode ser calculada a partir da sua temperatura de bulbo úmido, de acordo com a equação:

$$w = \left(\frac{cte1 - cte2(T_{bu} - T_{ref})}{cte1 + cte3(T_a - T_{ref}) - cte4(T_{bu} - T_{ref})} \right) \left(\frac{cte5 P_{vbu}}{P_a - cte6 P_{vbu}} \right) - \left(\frac{cte7(T_a - T_{bu})}{cte1 + cte3(T_a - T_{ref}) - cte4(T_{bu} - T_{ref})} \right) \quad (2.68)$$

Onde $cte1=2501,6$; $cte2=2,3263$; $cte3=1,877$; $cte4=4,184$; $cte5=0,62509$; $cte6=1,005$ e $cte7=1,00416$.

Realizando-se a substituição das equações (2.50) e (2.63) na equação (2.57) e reorganizando-se, obtém-se:

$$\frac{di_{ma}}{dz} = \frac{k_w^* a_i A_r}{m_a} [Le_f \Delta i_{ma} + (1 - Le_f) \Delta w i_v] \quad (2.69)$$

Relacionando-se as equações (2.52), (2.54) e (2.69), tem-se a equação diferencial que relaciona a variação da umidade do ar em função da variação da temperatura da água:

$$\frac{dw}{dT_w} = \frac{\frac{c_p w m_w \Delta w}{m_a}}{\Delta i_{ma} + (Le_f - 1) [\Delta i_{ma} + \Delta w i_v] - \Delta w c_p w \Delta T_w} \quad (2.70)$$

E, por fim, relacionando-se as equações (2.52) e (2.54), tem-se a equação diferencial que relaciona a variação da entalpia do ar em função da variação da temperatura da água:

$$\frac{di_{ma}}{dT_w} = \frac{m_w c_{p_w}}{m_a} \left(1 + \frac{\Delta w c_{p_w} \Delta T_w}{\Delta i_{ma} + (Le_f - 1)[\Delta i_{ma} + \Delta w i_v] - \Delta w c_{p_w} \Delta T_w} \right) \quad (2.71)$$

Para determinar a massa da água em função da temperatura da água, basta aplicar a equação:

$$\frac{dm_w}{dT_w} = \frac{dm_w}{dw} \frac{dw}{dT_w} \quad (2.72)$$

Reorganizando a equação (2.50), tem-se:

$$\frac{dm_w}{dw} = m_a \quad (2.73)$$

Substituindo as equações (2.73) e (2.70) na equação (2.72), tem-se:

$$\frac{dm_w}{dT_w} = \frac{c_{p_w} m_w \Delta w}{\Delta i_{ma} + (Le_f - 1)[\Delta i_{ma} + \Delta w i_v] - \Delta w c_{p_w} \Delta T_w} \quad (2.74)$$

Para determinar a posição axial do lavador de ar em função da temperatura da água, basta aplicar a equação:

$$\frac{dz}{dT_w} = \frac{dz}{di_{ma}} \frac{di_{ma}}{dT_w} \quad (2.75)$$

Substituindo as equações (2.67) e (2.69) na equação (2.75), tem-se:

$$\frac{dz}{dT_w} = \frac{m_w c_{p_w}}{k_w^* a_i A_r [Le_f \Delta i_{ma} + (1 - Le_f) \Delta w i_v]} \left(1 + \frac{\Delta w c_{p_w} \Delta T_w}{\Delta i_{ma} + (Le_f - 1)[\Delta i_{ma} - \Delta w i_v] - \Delta w c_{p_w} \Delta T_w} \right) \quad (2.76)$$

O número de Merkel é definido, de acordo com o método de Poppe, por:

$$Me_p = \frac{h_d A_{cs}}{m_w} = \int \frac{m_a}{m_w} \frac{dw/dT_w}{w_{sw} - w_{sa}} dT_w \quad (2.77)$$

Substituindo a equação (2.68) na equação (2.77), tem-se:

$$\frac{dMe_p}{dT_w} = \frac{c_{pw}}{\Delta i_{ma} + (Le_f - 1)[\Delta i_{ma} - \Delta w i_v] + \Delta w c_{pw} \Delta T_w} \quad (2.78)$$

As equações diferenciais ordinárias acopladas, nessa sequência, (2.71), (2.70), (2.74), (2.76) e (2.78), foram implementadas na sub-rotina IVPRK do IMSL (Fortran) usando o método de Runge-Kutta. Foi utilizada na sub-rotina uma tolerância de 10^{-5} , o que representa um critério de convergência para avanço da solução iterativa.

2.4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

No quinto capítulo do ASHRAE Handbook Fundamentals (1997), foi discutido um estudo de caso com foco no processo de aquecimento e umidificação em um lavador de ar. Para obter o desempenho do lavador de ar, o procedimento gráfico descrito por Kusuda (1956) foi utilizado e os dados e as propriedades usados nesse estudo de caso estão descritos na Tabela 2.1, a seguir. O presente trabalho mostra uma comparação entre os dados obtidos durante sua elaboração, os dados do ASHRAE Handbook Fundamentals e em outros existentes na literatura.

Tabela 2.1 - Dados e propriedades do lavador de ar utilizados para o estudo de caso

Fonte: Dados gerados pelo autor

Propriedades	Dados
Comprimento, L	1.2m
Temperatura do ar, T_{a1}	18.3 °C
Entalpia do ar, H_1	41.1 kJ kg ⁻¹
Temperatura da água, T_{L1}	35 °C
Razão entre os sprays, G_l/G_a	0,7
Coeficiente de transferência de calor do ar por unidade volume, $h_a a_H$	1.34 kWm ⁻³ K ⁻¹
Coeficiente de transferência de calor da água por unidade volume, $h_L a_H$	16.77 kWm ⁻³ K ⁻¹
Razão da massa de ar por unidade de área, G_a	1.628 kgm ⁻² s ⁻¹
Taxa do fluxo volumétrico do ar, m	3.07 m ³ s ⁻¹
Relação de Lewis, $h/C_{pm}hd$	1
Calor específico do ar úmido em pressão constante, C_{pm}	1.005 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹

A Figura 2.11, a seguir, mostra, em uma carta psicrométrica, (temperatura x entalpia) o procedimento da solução gráfica desse lavador de ar. Com a utilização de um balanço de energia entre o ar e a água e fazendo uso da curva de saturação, é possível obter os valores dos coeficientes angulares de curvas para determinar a temperatura de saída do ar. O procedimento detalhado encontra-se na seção 5.13, ASHRAE (1997).

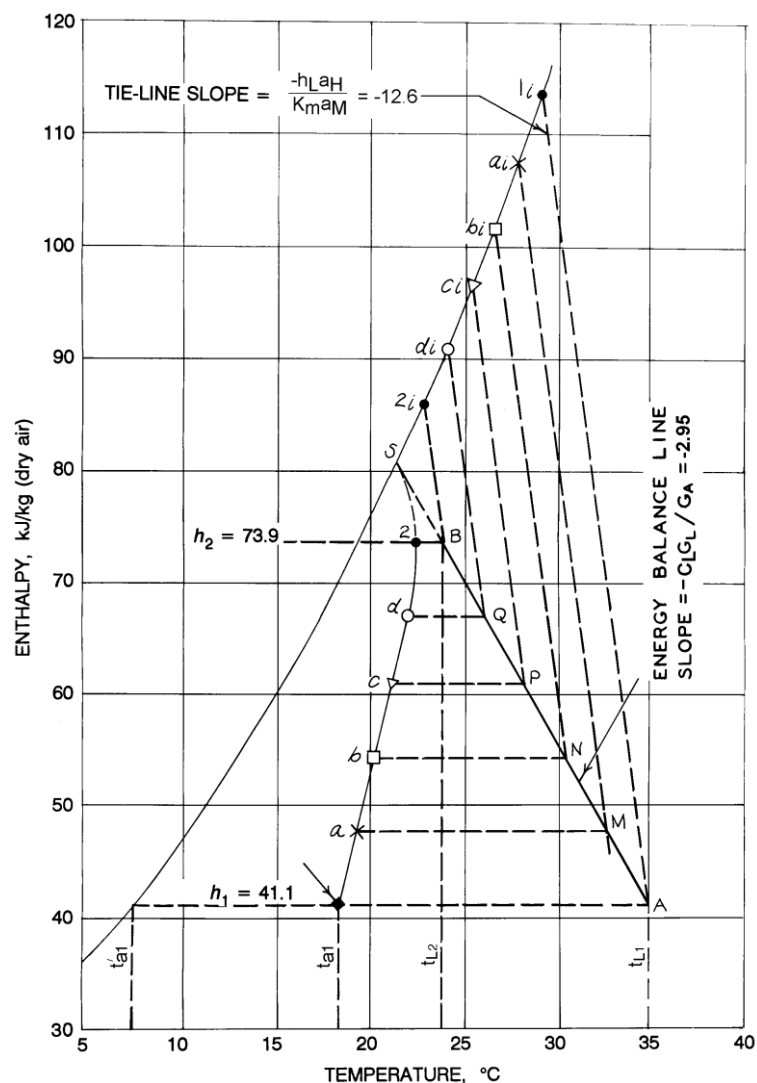


Figura 2.11 - Solução gráfica do lavador de ar

Fonte: ASHRAE (1997).

Em seguida, foi testado o modelo de Merkel para a obtenção da solução analítica, fazendo uso da equação (2.25), e as soluções numéricas com ajuste linear e com ajuste quadrático, usando a equação (2.35), estas foram comparadas com solução gráfica e estão apresentadas na Figura 2.12.

Os gráficos da Figura 2.12, a seguir, mostram a evolução da temperatura e da razão de umidade entre a entrada e a saída do lavador de ar. Ao longo do resfriador, o ar tem a sua temperatura aumentada devido ao fornecimento de energia pela água e ocorre um aumento na razão de umidade do ar devido à evaporação da água. Também é apresentada uma comparação entre o resultado obtido graficamente (ASHRAE, 1997) e os resultados obtidos empregando o modelo de Merkel com ajustes linear e quadrático. É possível

observar que os resultados oriundos dos modelos numérico e analítico, com ajuste linear, são praticamente coincidentes, enquanto os resultados com ajuste quadrático se aproximam mais do modelo de referência (ASHRAE, 1997).

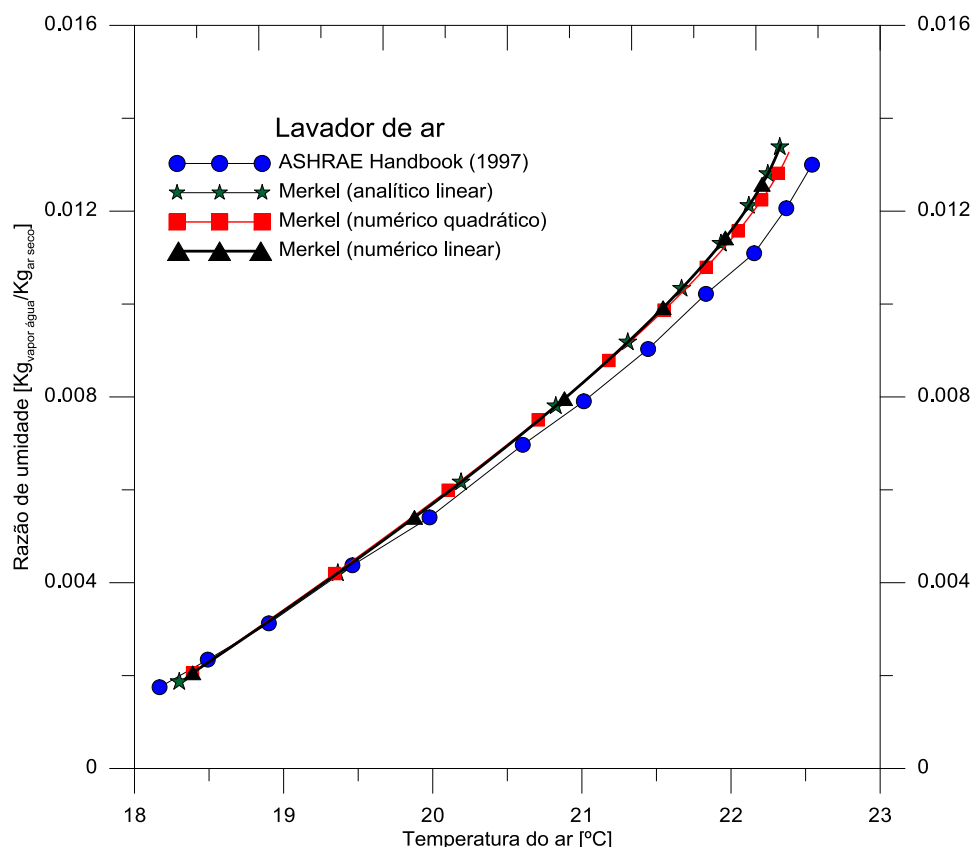


Figura 2.12 - Perfil de temperatura e razão de umidade ao longo do lavador
Fonte: Dados gerados pelo autor

O ajuste quadrático teve um resultado mais satisfatório pelo fato de o gráfico da entalpia do ar saturado em função da temperatura não ter um comportamento linear, conforme pode ser observado na Figura 2.13, abaixo. No entanto, em um pequeno gradiente de temperatura, essa aproximação para uma função afim (ajuste linear) é válida. Por essa razão, os trabalhos encontrados na literatura fazem uso da hipótese de linearização da curva. Especificamente para o caso em estudo, fazendo o uso do ajuste quadrático, foi possível observar uma redução de até 0,5% no erro relativo, quando comparado com o ajuste linear.

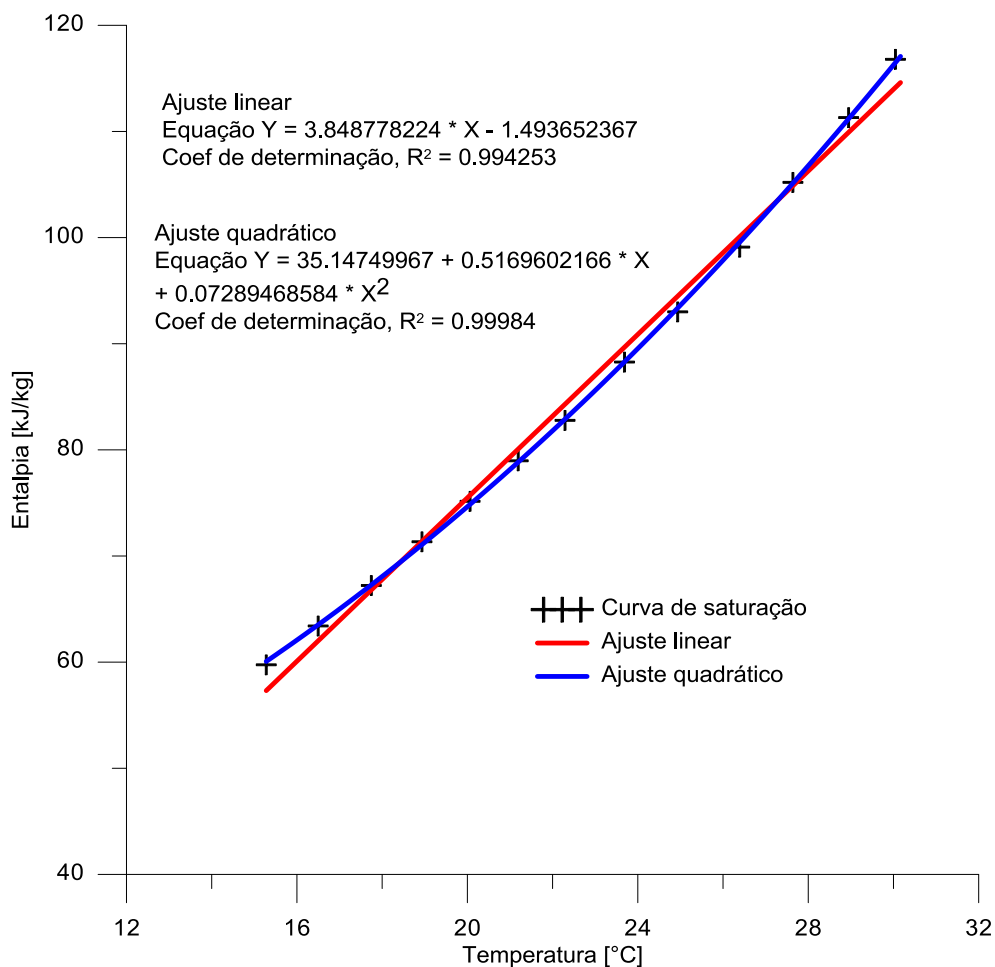


Figura 2.13 - Entalpia do ar saturado em função da temperatura com ajustes (linear e quadrático)

Fonte: Dados gerados pelo autor.

Assim, diante da necessidade de investigar a influência da massa de água evaporada, fez-se uso do modelo de Poppe, utilizando os mesmos dados do problema anterior. Na Figura 2.14, a seguir, foi realizada uma comparação entre os modelos de Merkel, Poppe e a solução gráfica de referência.

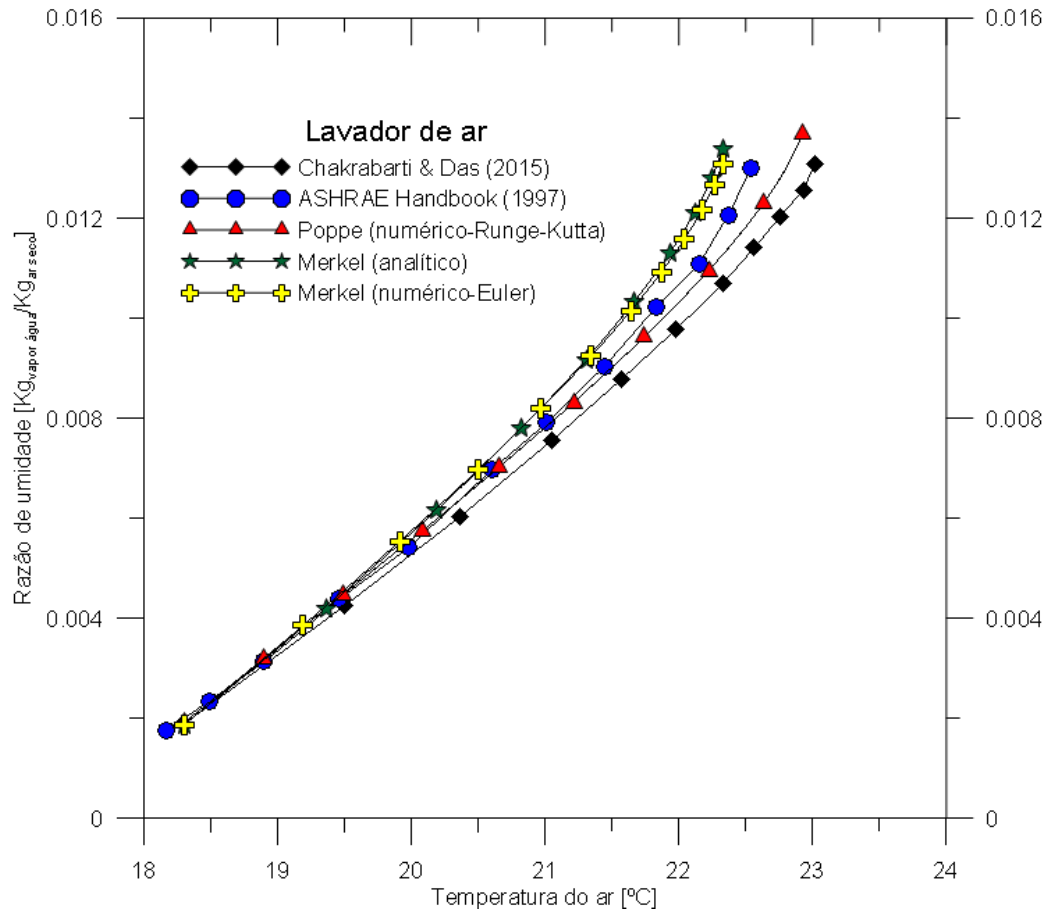


Figura 2.14 - Comparação dos Perfis de temperatura e razão de umidade ao longo do lavador

Fonte: Dados gerados pelo autor.

Na Figura 2.14, acima, observa-se uma variação da temperatura de saída do lavador de ar de acordo com o modelo empregado. Como era de se esperar, para uma torre de resfriamento, o modelo de Poppe aproxima-se mais da solução de referência, pois leva em consideração a evaporação da água. Os modelos de Merkel (analítico e numérico) são praticamente coincidentes. Apesar de os trabalhos desenvolvidos por Chakrabarti e Das e o presente compartilharem do mesmo modelo (Poppe), foram gerados sistemas de equações distintas, tornando os resultados discrepantes.

Dessa forma, é possível concluir que, dentre os modelos estudados, aquele que apresentou a melhor solução foi o modelo de Poppe, com a metodologia de resolução proposta neste trabalho.

Depois da validação e comparação dos diversos modelos matemáticos para o lavador de ar empregado em torres de resfriamento, foi estendido o estudo para o

condicionamento de ar com o intuito de resfriamento e umidificação do ar. Para obtenção da solução, foram utilizados os dados e as propriedades descritos na Tabela 2.2, abaixo.

Tabela 2.2 - Dados e propriedades do lavador para condicionamento de ar

Fonte: Dados gerados pelo autor

Propriedades	Dados
Comprimento lavador, L	1.2m
Temperatura do ar, T_{a1}	35 °C
Razão de umidade, w_1	0,010 Kg _{vapor} /Kg _{ar seco}
Temp. da água, T_{L1}	15 °C
Razão entre os sprays, G_l/G_a	0,7
Coeficiente de transferência de calor do ar por unidade volume, h_{aH}	1.34 kWm ⁻³ K ⁻¹
Coeficiente de transferência de calor da água por unidade volume, h_{LH}	16.77 kWm ⁻³ K ⁻¹
Razão da massa de ar por unidade de área, G_a	1.628 kgm ⁻² s ⁻¹
Taxa do fluxo volumétrico do ar, m	3.07 m ³ s ⁻¹
Relação de Lewis, $h/C_{pm}hd$	1 (Modelo de Merkel) Eq. (2.61) (Modelo Poppe)
Calor específico do ar úmido em pressão constante, C_{pm}	1.005 kJ kg ⁻¹ K ⁻¹

Posteriormente, foi testado o modelo de Merkel, utilizando-se a solução analítica e as soluções numéricas com ajuste linear e com ajuste quadrático para o lavador de ar e para o condicionamento de ar, mostrando o comportamento dos perfis de temperatura conforme Figura 2.15.

As condições iniciais do problema para a simulação foram: temperatura e razão de umidade do ar de entrada 35 °C e 0,010 kg_{vapor}/kg_{ar seco}, respectivamente, e temperatura de entrada da água 15 °C.

A Figura 2.15, a seguir, mostra que as temperaturas da água e da interface ar-água são aumentadas devido ao calor sensível fornecido pelo ar quente e seco; como consequência, ocorre a diminuição da temperatura do ar. Como o resfriador evaporativo é

um trocador de calor, já era esperado que as temperaturas da água, interface e ar se aproximassem entre si ao longo do lavador. Porém, as temperaturas não entraram em equilíbrio devido ao fato do comprimento do lavador ser finito (1,2m).

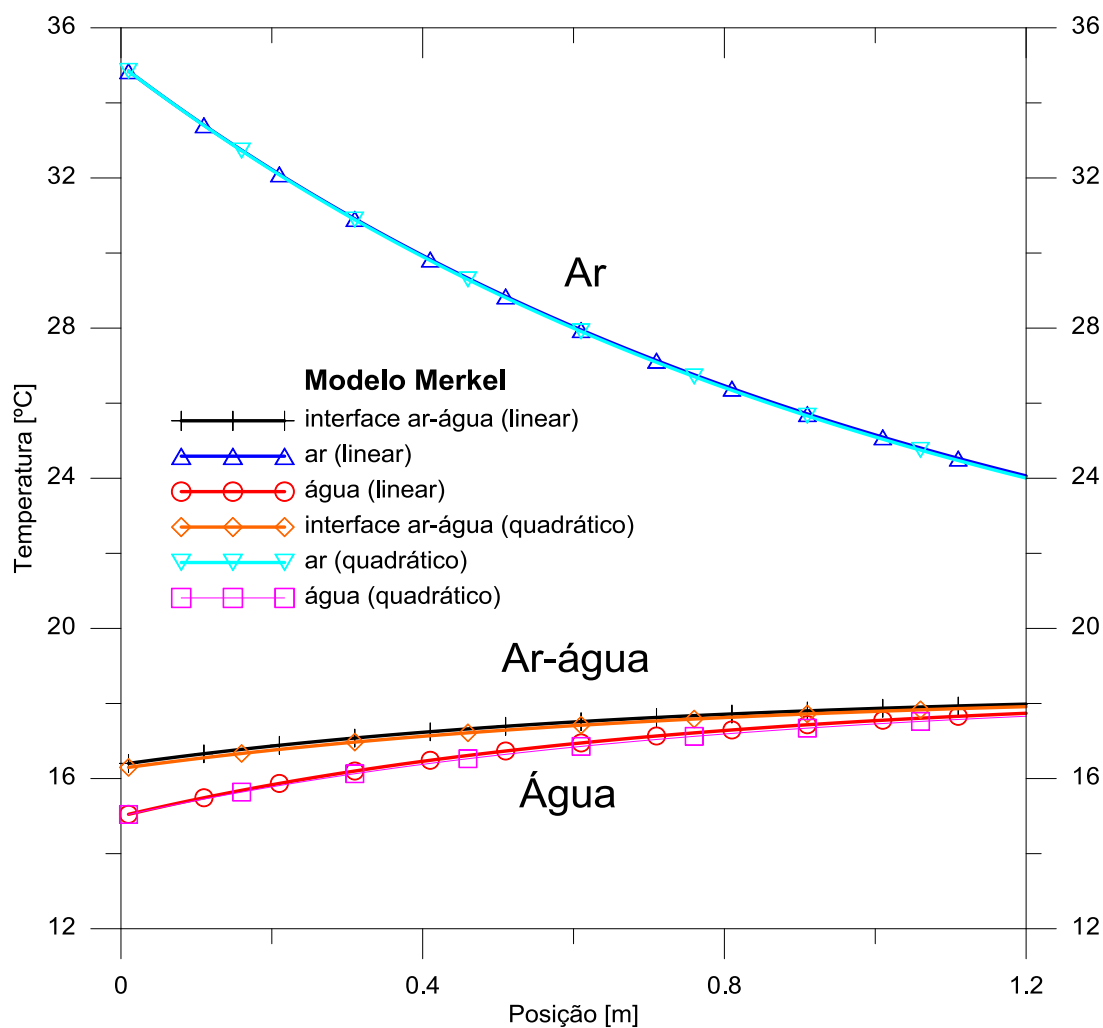


Figura 2.15 - Perfil de temperatura ao longo do lavador para condicionamento de ar
Fonte: Dados gerados pelo autor

Inicialmente, a interface ar-água possuirá uma temperatura ligeiramente superior à temperatura da água, pois a condutividade térmica da água é muito maior do que a condutividade térmica do ar.

Também é apresentada uma comparação entre os resultados obtidos, empregando-se o modelo de Merkel com ajustes linear e quadrático. Como o ar entra a 35 °C e sai à temperatura 24 °C, e a curva de saturação dessa faixa tem um comportamento muito

próximo de uma função afim, é possível observar que os resultados com os ajustes linear e quadrático são praticamente coincidentes.

O problema do lavador de ar para condicionamento de ar foi simulado com o modelos de Merkel e Poppe e comparados com os trabalhos de Santos *et al.* (2011) e de Chakrabarti e Das (2015), conforme as curvas apresentados na Figura 2.16.

Santos *et al.* (2011) apresentaram uma solução analítica utilizando o modelo de Merkel, enquanto Chakrabarti e Das (2015) utilizaram o modelo de Poppe com solução numérica e método de Runge-Kutta de quarta ordem. Já o presente trabalho utilizou os dois modelos de Merkel e Poppe com solução numérica e método de Runge-Kutta de quinta ordem.

A Figura 2.16 mostra os perfis de temperatura da água e do ar, onde é possível observar que a temperatura da água aumenta e a temperatura do ar diminui em virtude da troca de calor entre os fluidos. As discrepâncias observadas nas curvas de temperatura da água e do ar se dão pela escolha dos diversos modelos e métodos matemáticos de resolução, e as soluções encontram-se dentro de uma faixa aceitável para resolução dos problemas apresentados na Engenharia.

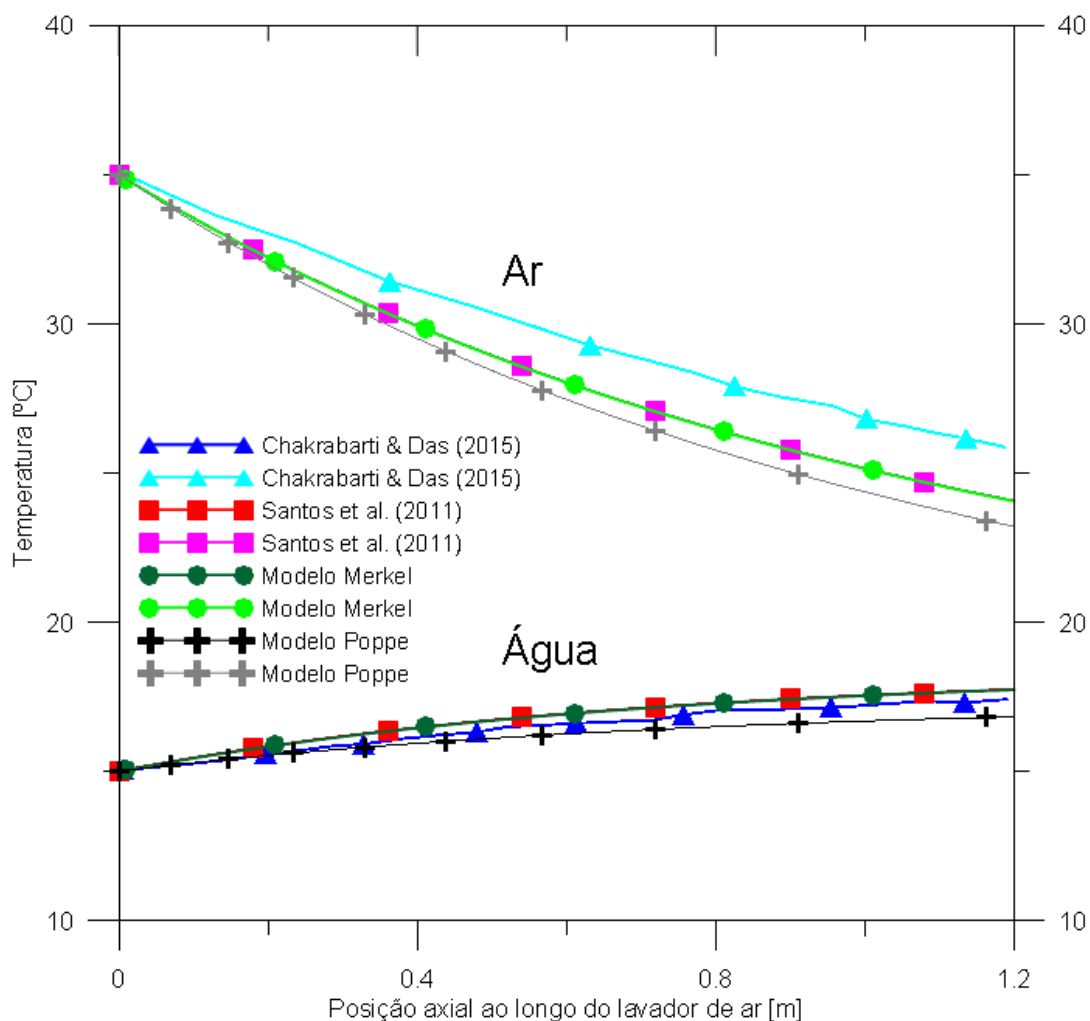


Figura 2.16 - Comparação dos Perfis de temperatura ao longo do lavador, utilizando-se diversos modelos matemáticos e métodos de solução

Fonte: Dados gerados pelo autor

2.5 CONCLUSÕES

O modelo de Merkel foi aplicado em uma torre resfriamento utilizando-se um método analítico (ajuste linear – Santos *et al.*, 2011) e dois métodos numéricos (ajuste linear e ajuste quadrático), daí obteve-se uma pequena variação nas curvas de temperatura do ar. No entanto, o modelo que mais se aproximou da solução de referência (solução gráfica – ASHRAE, 1997) foi o ajuste quadrático. Em seguida, foi aplicado o modelo de Poppe, que leva em consideração a quantidade de água evaporada e, dessa forma, obteve-se um melhor resultado que os modelos de Merkel e de Poppe modificados (Chakrabarti e Das, 2015), em comparação com a solução de referência.

O modelo de Merkel também foi aplicado em um resfriador evaporativo, utilizando-se um método analítico (ajuste linear – Santos *et al.*, 2011) e dois métodos numéricos (ajuste linear e ajuste quadrático). Para esse tipo de equipamento, nessa faixa de temperatura do ar, em que a curva de saturação é praticamente um segmento de reta, não foram observadas diferenças significativas entre as curvas de temperatura do ar e quaisquer dos modelos podem ser empregados. O modelo de Poppe apresentou a curva de menor temperatura do ar, pois levou em consideração a taxa de evaporação da água e, dessa forma, representou melhor o fenômeno estudado.

CAPÍTULO III

ROTOR REGENERATIVO

3.1 INTRODUÇÃO

No cenário atual, o uso racional de energia é, sem dúvida, uma preocupação de toda a sociedade. Em qualquer aplicação, o consumo de energia tem relevante participação nos custos, além dos impactos ambientais gerados. Por essa razão, qualquer tecnologia com potencial de redução de desperdício ou aproveitamento de energia tem recebido maior atenção no campo de pesquisas científicas e tecnológicas, a fim de encontrar soluções e minimizar as restrições operacionais.

Atualmente, a tecnologia de recuperação de calor é mais atrativa, sendo uma alternativa para diminuir o consumo de energia nos processos industriais e evitar o desperdício de calor com gases à alta temperatura. A recuperação de calor através de trocadores de calor pode aumentar a eficiência da planta industrial como um todo e serve para reduzir a demanda nacional de energia e preservar as reservas de combustíveis (KUPPAN, 2000).

Dentre as diversas aplicações para recuperação de calor podem se destacar: a produção de vidro e cimento, a metalurgia primária e secundária, o processamento de petróleo, desumidificadores para condicionamento de ar, processos de separação criogênica e em reatores não catalíticos, processos de produção de acetileno e etileno, motores de turbinas a gás (locomotivas, navios, aviões), geração de vapor, etc (NOGUEIRA, 2009).

A recuperação de calor é uma tecnologia antiga e que perdura nos dias atuais através do uso de trocadores de calor. No entanto, a busca por um aproveitamento energético cada vez maior e as limitações com capital de investimento em projetos que envolvem troca térmica tem estimulado uma constante reavaliação do desempenho dos trocadores de calor envolvidos neste processo.

Os trocadores de calor são equipamentos que facilitam a transferência de calor entre dois ou mais fluidos em temperaturas diferentes. Foram desenvolvidos vários tipos de trocadores de calor para emprego em usinas elétricas a vapor, usinas de processamento

químico, aquecimento, resfriamento e condicionamento de ar em edifícios, refrigeradores domésticos, radiadores automotivos, dentre outros.

O regenerador de Ljungström inventado pelo engenheiro sueco Fredrik Ljungström em 1922, é um tipo específico de trocador de calor rotativo compacto vastamente empregado em operações nas quais a razão de transferência de calor por unidade de peso e de volume é de importância fundamental. Comprovado o desempenho e a confiabilidade, este equipamento é apropriado para promover troca térmica entre correntes gasosas, sendo adaptável a diversas aplicações industriais que tenham tal necessidade (MIORALLI, 2009).

Segundo Mioralli (2009), o regenerador rotativo é um trocador de calor compacto constituído por um cilindro cujo interior é repleto de pequenos canais, os quais são formados pela sobreposição de chapas finas perfiladas estreitamente unidas. Esse conjunto de chapas, denominado de matriz, rotaciona entre dois dutos adjacentes por onde escoam gases em sentidos opostos. A matriz, que tem capacidade de armazenar energia, absorve o calor da corrente gasosa de maior temperatura e, ao rotacionar para dentro da corrente de menor temperatura, transfere a energia armazenada.

O regenerador rotativo também é conhecido como, trocador de calor ar-ar, rotor sensível, rotor regenerativo ou simplesmente roda de calor.

O estudo da transferência de calor por convecção forçada em dutos e canais tem uma série de importantes aplicações da engenharia, destacando-se o projeto de trocadores de calor.

Um dos mais importantes parâmetros adimensionais é o número de unidades de transferência (NUT) utilizados em trocadores rotativos para aplicações industriais, sendo usualmente considerado como um valor constante em aplicações com condições operacionais especificadas.

O método Efetividade-NUT (ϵ -NUT) é o método mais indicado para determinar a taxa de transferência de calor em regeneradores, quando somente as temperaturas de entrada dos fluidos são conhecidas.

As propriedades desejáveis para o material da matriz dos regeneradores é uma alta capacidade térmica e uma baixa condutividade térmica na direção do escoamento.

3.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Banks (1982) estudou o efeito de *carry-over* (passagem de fluido de uma corrente para outra) na efetividade de um regenerador de calor contracorrente simétrico. O efeito foi apresentado através de gráficos aplicáveis a qualquer tipo de condição de operação de regeneradores para transferência de calor entre correntes de gases. Concluiu-se, daí, que a descrição do efeito *carry-over* na efetividade dos regeneradores de calor através desse método, apresenta-se útil, visto que complementa os gráficos geralmente utilizados para o cálculo da efetividade de regeneradores, que não levam em conta esse efeito.

Shen e Worek (1992) estudaram o efeito que a condução de calor através da parede tem na efetividade do rotor regenerativo. Nesse estudo, supõe-se que o efeito da condutividade térmica na parede do sólido é finita, tanto paralela quanto perpendicularmente ao escoamento de gás. Dois parâmetros foram introduzidos para modelar os efeitos da condução de calor, os números de Biot na direção x e y . Os resultados foram apresentados para certos números de Biot, em ambas as direções, comprovando que, se o efeito da condução de calor for negligenciado, existirá um desvio substancial no valor da efetividade.

Shen e Worek (1993) utilizaram simulação numérica para gerar resultados que correlacionam a efetividade da condução de calor no regenerador com o fato da matriz estar posicionada de forma paralela ou perpendicular ao escoamento. As equações caracterizam a efetividade do regenerador e foram desenvolvidas com um número de Biot paralelo ao escoamento e outro perpendicular, com as razões de taxas de capacidades caloríficas e com o NUT, que é definido como número de unidades de transferência. As comparações das simulações numéricas com as equações obtidas nesse trabalho apresentaram grande concordância. Essas equações possibilitam um projeto muito acurado de regeneradores de calor com condução em duas dimensões.

Kays e London (1998) dissertaram acerca de vários aspectos de trocadores de calor compactos, concluindo que a razão mais importante que leva um trocador de calor regenerativo a ser mais compacto é o fato das correntes serem separadas por selos radiais ou válvulas.

Skiepko e Shah (2004) modelaram o pré-aquecedor de Ljungström, incluindo a condução de calor longitudinal na matriz. Os resultados obtidos a partir da modelagem foram comparados com medidas experimentais de um regenerador em operação e uma

ótima concordância foi observada. Uma comparação entre os valores de efetividade obtidos teórica e experimentalmente apresentaram uma diferença em torno de 3%. Os resultados calculados para as temperaturas de saída dos gases aproximaram-se qualitativa e quantitativamente dos dados experimentais e o perfil de temperatura dos gases e da matriz foram apresentados em gráficos tridimensionais.

Sphaier e Worek (2004) propuseram um modelo para os processos de transferência de calor e massa em regeneradores rotativos, contabilizando a condução de calor e a difusão de massa na matriz. O modelo foi validado utilizando-se resultados obtidos em trabalhos anteriores, incluindo dados experimentais. As equações diferenciais parciais governantes do modelo foram normalizadas usando-se grupos adimensionais clássicos para os processos de troca térmica e transferência de massa. Embora eles tenham utilizado um rotor regenerativo, as equações propostas são facilmente adaptáveis para um regenerador rotativo regenerativo e podem, também, incorporar características adicionais para simulação, tais como considerar regiões de entrada nos escoamentos e acrescentar propriedades dependentes da temperatura.

Alagic *et al.* (2005) investigaram os pré-aquecedores rotativos de ar pelo uso de solução numérica com validação experimental. Os resultados numéricos obtidos com o uso de modelos 1-D (diferenças finitas) e 3-D (volumes finitos) apresentaram uma excelente concordância, mostrando, que comparado com dados experimentais obtidos, o modelo unidimensional é adequado, tornando a simulação mais simples e de menor tempo computacional.

Mioralli e Ganzarolli (2005) investigaram numericamente o processo de transferência de calor em um regenerador rotativo. Os resultados foram validados comparando-se com o valor calculado pelo método de efetividade-NTU (ϵ -NUT) para o regenerador rotativo, sendo observado um excelente ajuste. Os resultados também foram comparados com os dados de campo e também foram bem semelhantes.

Shang e Besant (2006) verificaram a influência que as variações e tolerâncias oriundas do processo de manufatura das chapas que compõem a matriz do regenerador exercem no valor de NUT. Uma análise mostrou que o valor efetivo de NUT diminui quando são significativas as variações no tamanho dos canais de escoamento da matriz devido ao processo de fabricação das chapas. A efetividade do regenerador também diminui em função de grandes tolerâncias na manufatura das chapas da matriz.

Sheer *et al.* (2006) desenvolveram uma técnica versátil de simulação para prever o desempenho térmico de regeneradores rotativos. Várias geometrias para os canais de escoamento podem ser acomodadas no modelo, incluindo placas corrugadas de vários perfis com qualquer espessura e comprimento da matriz. Velocidade rotacional, vazamentos, bloqueios e distribuição não uniforme do escoamento na entrada dos dutos foram considerados como variáveis de entrada na simulação. As correlações para a transferência de calor e queda de pressão para vários canais foram obtidas experimentalmente. O diferencial desse trabalho está na inclusão do efeito de desgaste que a fuligem existente em uma das correntes de gás causa nas placas que formam os canais da matriz. O efeito de desgaste foi incluído na simulação a partir de medidas obtidas em um aparato experimental para desgaste acelerado das placas. Foi verificado que, durante a vida útil das placas, o desgaste exerce pouca influência no desempenho térmico do trocador e reduz ligeiramente a queda de pressão ao longo do equipamento.

Wu *et al.* (2006) realizaram uma investigação numérica que enfatizava o desenvolvimento e implementação de um modelo matemático para a análise térmica dos fluidos e da matriz do regenerador. O efeito da condução de calor na direção do escoamento foi incorporado nesse estudo e a influência que a variação de alguns parâmetros característicos (velocidade rotacional, temperatura ambiente, vazão dos fluidos e tamanho geométrico) exerce sobre o trocador rotativo foi averiguada. Os resultados obtidos na simulação numérica foram comparados com medidas experimentais e também com resultados obtidos a partir de métodos teóricos. Entretanto, devido a algumas simplificações no modelo numérico e algumas limitações no aparato experimental, a concordância entre os resultados numérico e experimental foi razoável.

Porowski e Szczechowiak (2007) apresentaram um método analítico para a simulação do pré-aquecedor de Ljungström, incluindo em seu modelo a condução de calor longitudinal na matriz. O método foi utilizado para averiguar a influência da condução de calor na matriz sobre a efetividade do regenerador. Simulações foram realizadas para uma ampla faixa de parâmetros adimensionais e a transformada de Laplace foi um dos recursos utilizados para a solução. Foi observado que a condução de calor torna-se significativa em matrizes metálicas, principalmente de alumínio com canais lisos. O método foi considerado bastante eficiente e requer baixo tempo computacional.

Al-Ghamdi (2006) estudou o trocador de calor rotativo (rotor regenerativo), via modelo de Willmott, baseado no balanço de energia do sistema de equações de equilíbrio

térmico no fluxo de ar e na matriz sólida (poliéster). Os resultados numéricos tiveram um bom ajuste com os obtidos com o método de ε -NUT. Verifica-se que a efetividade diminui com o aumento da velocidade de rotação do rotor e também com o aumento do fluxo de ar. Avaliou-se, também, os parâmetros de rotação, porosidade, vazão de ar, unidades de transferência de calor e a razão da taxa da capacidade térmica.

Nizovtsev *et al.* (2016) analisaram a efetividade de um trocador de calor rotativo com mudança periódica na direção do fluxo, via modelo baseado no balanço de energia do sistema de equações de equilíbrio térmico no fluxo de ar e na matriz sólida (polipropileno). Os resultados numéricos ajustam-se satisfatoriamente com os dados experimentais. Verifica-se que a efetividade de operação do dispositivo aumenta linearmente com a taxa de fluxo decrescente.

No presente trabalho, um estudo teórico experimental foi realizado usando-se um modelo matemático transiente para a simulação do regenerador de calor rotativo tipo ar-ar via equações de conservação de energia para o ar e para matriz sólida, sujeitas às condições iniciais e de contorno, que foram resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos. Os sistemas lineares foram resolvidos pela técnica de iteração de Gauss-Seidel com sobre-relaxação sucessiva (SOR) e, para acelerar a convergência, a equação de energia na matriz foi resolvida usando-se o Algoritmo de Matriz TriDiagonal. Os resultados obtidos em termos de efetividade foram comparados com outros trabalhos existentes na literatura e dados experimentais obtidos no laboratório. Também foram utilizados o método Efetividade-NUT (ε -NUT) e o software DRI ROTORS, versão 4.1.6, para calcular a efetividade do regenerador de calor rotativo.

3.3 MODELAGEM MATEMÁTICA

A evolução típica de um regenerador de calor rotativo num diagrama psicrométrico está esquematizada na Figura 3.1.

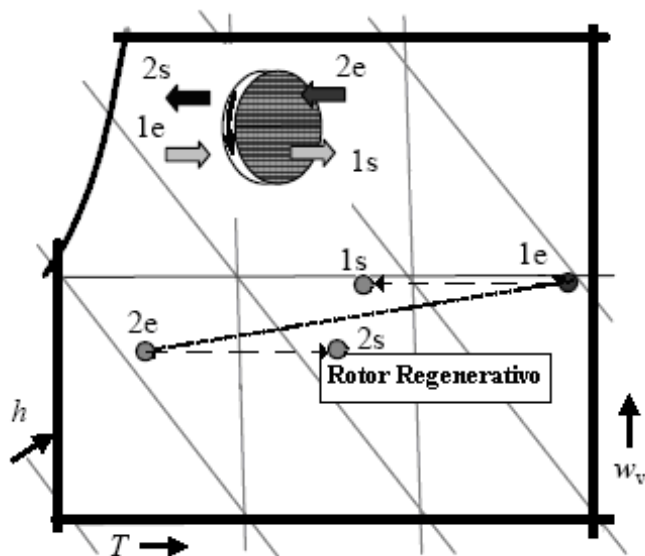


Figura 3.1 – Evolução típica de um regenerador de calor rotativo
Fonte: Ruivo (2005).

Na Figura 3.1, acima, observa-se que a entrada da seção de aquecimento representa o ar quente submetido às condições no ponto 1e; e a entrada da seção de resfriamento representa o ar frio submetido às condições no ponto 2e; enquanto que os pontos 1s e 2s representam os estados de saída para ambos os processos envolvidos. Ao ser utilizado um regenerador de calor rotativo entre tais escoamentos, o fluxo de ar quente (1e) transfere calor para uma matriz porosa, diminuindo a temperatura do ar de saída (1s). Posteriormente, a matriz porosa transferirá calor para o ar frio (2e), possibilitando o aumento da temperatura do ar de saída (2s). Em seguida, o rotor passará novamente por vários ciclos de aquecimento/resfriamento até atingir a condição de regime periódico. Dependendo da velocidade de rotação do rotor, haverá uma maior ou menor troca de calor entre os fluxos de ar quente e frio.

O regenerador de calor rotativo em estudo é equilibrado, com 50% de sua área para resfriamento (processo) e os outros 50% para aquecimento (retorno) e possui uma matriz de canais tubulares por onde passa o fluxo de ar.

As equações diferenciais em um ciclo de operação do regenerador de calor rotativo podem ser desenvolvidas levando-se em consideração a transferência de calor do ar que flui através da matriz nas seções de aquecimento e resfriamento.

Para a formulação do modelo, a configuração típica de um regenerador de calor rotativo com diâmetro d_w , espessura L_w , é mostrada na Figura 3.2, a seguir. Observa-se que

a troca de calor entre os fluxos de calor das fontes quente e fria provocará o resfriamento do ar quente e o aquecimento do ar frio após o uso do equipamento.

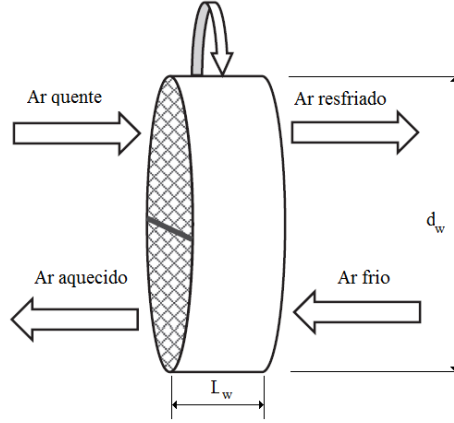


Figura 3.2 – Regenerador de calor rotativo
Fonte: Autoria própria

Uma vez que o rotor é simétrico e equilibrado, a área frontal, a área de fluxo livre, e a área de transferência de calor em ambos os lados são as mesmas; portanto, as propriedades geométricas podem ser descritas como se segue:

Área frontal em corte transversal do rotor (para cada fluxo):

$$A_w = \left(\frac{\alpha}{100}\right) \left(\frac{\pi d_w^2}{4}\right) = \frac{\pi \alpha d_w^2}{8} \quad (3.1)$$

Área da seção transversal do fluxo de ar:

$$A_g = \left(\frac{\alpha}{100}\right) (\varphi) \left(\frac{\pi d_w^2}{4}\right) = \frac{\varphi \pi \alpha d_w^2}{8} \quad (3.2)$$

Área transversal da matriz:

$$A_m = \left(\frac{\alpha}{100}\right) (1 - \varphi) \left(\frac{\pi d_w^2}{4}\right) = \frac{(1 - \varphi) \pi \alpha d_w^2}{8} \quad (3.3)$$

Onde d_w é o diâmetro do rotor [m], φ é a porosidade e α a divisão dos fluxos de ar do rotor [50%].

A porosidade da matriz (ϕ) é a razão entre o fluxo de volume de ar V_g e o volume total V_{tot} , ou seja, o volume do ar V_g acrescido do volume da matriz V_m . A porosidade pode ser escrita como:

$$\phi = \frac{V_g}{V_{tot}} = \frac{V_g}{V_m + V_g} \quad (3.4)$$

A matriz porosa é utilizada com o intuito de aumentar a área de superfície disponível para transferência de calor e de massa. A matriz tem filamentos de poliéster com diâmetro médio d_f e porosidade ϕ . A área da superfície de troca de calor e massa (A_s) pode ser dada em função de ϕ e de d_f por:

$$\frac{A_s}{V_m} = \frac{\pi d_f L_w}{(\pi d_f^2/4) L_w} = \frac{4}{d_f} \quad (3.5)$$

Fazendo uso das definições de V_m e V_{tot} , será obtido:

$$A_s = \frac{(1-\phi)\pi d_w^2 L_w}{2d_f} \quad (3.6)$$

O diâmetro hidráulico é definido como:

$$d_h = \frac{4V_g}{A_s} \quad (3.7)$$

Reescrevendo a Eq.(3.7), obtém-se

$$d_h = \frac{4(V_g/V_{tot})}{(A_s/V_{tot})} \quad (3.8)$$

Substituindo as Eqs. (3.4) e (3.5) na Eq. (3.8), tem-se:

$$d_h = \frac{\phi d_f}{(1-\phi)} \quad (3.9)$$

A taxa de transferência de calor de superfície tridimensional pode ser obtida dividindo-se o fluxo de calor convectivo pelo fluxo de calor de condução. Isso fornece o número de Nusselt (Nu).

$$Nu = \frac{h_{HT} d_h}{k_g} \quad (3.10)$$

E, para o cálculo do regime de escoamento do fluido, usa-se o número de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{\rho_g u d_h}{\mu_g} \frac{\rho_g (u_g / \varphi)}{\mu_g} \frac{\varphi d_f}{(1-\varphi)} = \frac{\rho_g u_g}{\mu_g} \frac{d_f}{(1-\varphi)} \quad (3.11)$$

Os efeitos térmicos no interior do ar surgem como uma consequência da existência do perfil de uma temperatura do ar em toda a largura do canal. Essa questão é abordada pelo número de Prandtl, a seguir:

$$Pr = \frac{v_g}{\alpha_g} = \frac{\mu_g C p_g}{k_g} \quad (3.12)$$

O coeficiente de transferência de calor da superfície pode ser calculado usando-se a seguinte relação:

$$Nu = c Re^n Pr^m \quad (3.13)$$

em que **c**, **n** e **m** são determinados experimentalmente. É possível relacionar os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl através da seguinte equação:

$$Nu = 2 + (0.4 Re^{1/2} + 0.2 Re^{2/3}) Pr^{0.4} \quad (3.14)$$

Portanto,

$$h_{HT} = \frac{Nu k_g (1-\varphi)}{\varphi d_f} \quad (3.15)$$

Para condições de geometria e de fronteira semelhantes, o processo convectivo de transferência de massa é análogo ao processo convectivo de transferência de calor. Os parâmetros geométricos do regenerador de calor rotativo que regem os mecanismos de transferência de calor e de massa foram definidos por Jurinak e Mitchell (1984), como:

$$NTU_{HT} = \frac{h_{HT} A_s}{m_g c p_g} \quad (3.16)$$

e também

$$NTU_{MT} = \frac{h_{MT} A_s}{m_g} \quad (3.17)$$

Os problemas de transferência simultânea de calor e de massa estão associados através do número de Lewis, que é definido como a razão entre os números de transferência de calor e de massa:

$$Le = \frac{NTU_{HT}}{NTU_{MT}} = \frac{h_{HT}}{h_{MT} c p_g} \quad (3.18)$$

O modelo matemático abaixo baseia-se em um trocador de calor ar-ar com as principais hipóteses simplificadoras:

- A área de superfície da matriz, assim como a massa do rotor, é uniformemente distribuída;
- O fluxo de ar que passa através dos canais tem velocidade constante;
- Não ocorre mistura dos fluxos (contaminação) entre a secção de processo (resfriamento) e de retorno (aquecimento);
- A queda de pressão ao longo do comprimento de fluxo axial do rotor será negligenciada, pois é pequena em comparação com a pressão total;
- O efeito de uma pequena queda de pressão sobre as alterações de propriedades termodinâmicas do ar e da matriz é negligenciado;
- A condução de calor axial e a difusão de massa axial no ar são negligenciadas;
- Os coeficientes de transferência de calor e de massa para ambos os períodos são considerados idênticos e não variam com o tempo ou espaço;

- A vazão mássica de ambos os fluidos, mesmo sendo distintos, não varia com o tempo, durante cada período, quente e frio, do regenerador.

A formulação matemática da transferência de calor para o regenerador de calor rotativo pode ser obtida realizando-se um balanço de energia em um elemento diferencial da matriz e procedendo-se à análise dos fluxos existentes em um volume de controle, conforme a Figura 3.3, abaixo.

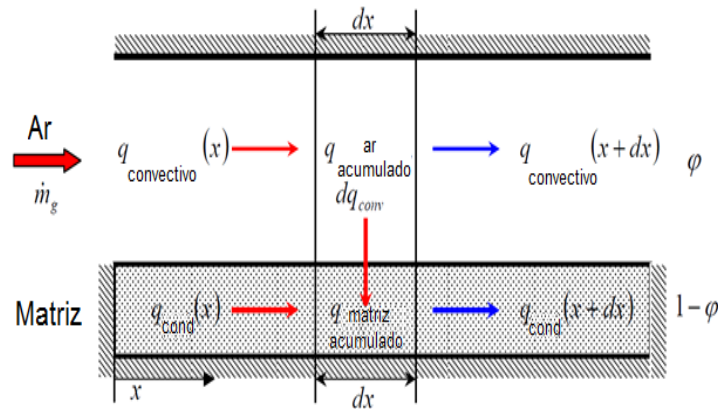


Figura 3.3 - Balanço de energia em um elemento diferencial dx
Fonte: AL-GHAMDI 2006).

Na região do fluxo de ar, fazendo-se a aplicação da primeira lei da termodinâmica no elemento dx , tem-se que a equação na direção do fluxo de ar será:

$$q_{\text{ar acumulado}} = q_{\text{convectivo}}(x) - q_{\text{convectivo}}(x+dx) - dq_{\text{conv}} \quad (3.19)$$

Onde $q_{\text{ar acumulado}}$ representa a taxa de capacidade de calor acumulado por unidade de volume, q_{conv} representa a taxa de transferência de calor por convecção do fluxo para a matriz, ou vice versa, e $q_{\text{convectivo}}$ representa a taxa de transferência de calor por convecção através da unidade de volume.

Realizando-se as mudanças necessárias aplicadas na Eq. (3.19), obtém-se:

$$q_{\text{ar acumulado}} = q_{\text{convectivo}}(x) - \left[q_{\text{convectivo}}(x) + \frac{\partial q_{\text{convectivo}}}{\partial x} dx \right] - dq_{\text{conv}} \quad (3.20)$$

As expressões $q_{ar \text{ acumulado}}$, q_{conv} e $q_{convectivo}$ também podem ser representadas, respectivamente, por:

$$q_{ar \text{ acumulado}} = \rho_g A_g dx C p_g \frac{\partial T_g}{\partial t} \quad (3.21)$$

$$dq_{conv} = h_{HT} A_s \frac{dx}{L} (T_g - T_m) \quad (3.22)$$

$$q_{convectivo} = m C p_g T_g = U_g A_g \rho_g C p_g T_g \quad (3.23)$$

Se as Eqs. (3.21), (3.22) e (3.23) forem substituídas na Eq. (3.20), tem-se:

$$\rho_g A_g dx C p_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = U_g A_g \rho_g C p_g T_g - U_g A_g \rho_g C p_g \left(T_g + \frac{\partial T_g}{\partial x} dx \right) - h_{HT} A_s \frac{dx}{L} (T_g - T_m) \quad (3.24)$$

E, após realizar algumas simplificações, obtém-se:

$$\rho_g A_g C p_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = -U_g A_g \rho_g C p_g \frac{\partial T_g}{\partial x} - h_{HT} \frac{A_s}{L} (T_g - T_m) \quad (3.25)$$

A Eq. (3.25) é usada para se calcular a distribuição de temperatura do fluxo de ar no interior do regenerador de calor rotativo.

Na matriz sólida, de maneira análoga ao balanço de energia utilizado no fluxo de ar, a análise sobre a matriz resulta em:

$$q_{matriz \text{ acumulado}} = q_{cond}(x) - q_{cond}(x+dx) + q_{conv} \quad (3.26)$$

Ajustando a equação acima, tem-se:

$$q_{matriz \text{ acumulado}} = q_{cond}(x) - \left[q_{cond}(x) + \frac{\partial q_{cond}}{\partial x} dx \right] + q_{conv} \quad (3.27)$$

Onde $q_{\text{matriz acumulado}}$ representa a taxa de calor acumulado na matriz por unidade de volume e q_{cond} representa a taxa de transferência de calor por condução na direção x . $q_{\text{matriz acumulado}}$ e q_{cond} podem ser expressos, respectivamente, por:

$$q_{\text{matriz acumulado}} = \rho_m A_m dx C_{p_m} \frac{\partial T_m}{\partial t} \quad (3.28)$$

$$q_{\text{cond}} = -k_m A_m \frac{\partial T_m}{\partial x} \quad (3.29)$$

Substituindo as Eqs. (3.22), (3.28) e (3.29) na Eq. (3.27) e realizando alguns ajustes, obtém-se a equação diferencial usada para calcular a distribuição da temperatura na matriz do regenerador.

$$\rho_m A_m C_{p_m} \frac{\partial T_m}{\partial t} = k_m A_m \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} + h_{HT} \frac{A_s}{L} (T_g - T_m) \quad (3.30)$$

A partir dos balanços de energia em um elemento infinitesimal de um regenerador de calor rotativo, foram obtidas as equações de transferência de calor para o ar e para a matriz regenerativa, e o problema será resolvido a partir das Eqs. (3.25) e (3.30).

Equação da conservação da energia para o ar úmido:

$$\rho_g A_g C_{p_g} \frac{\partial T_g}{\partial t} + U_g A_g \rho_g C_{p_g} \frac{\partial T_g}{\partial x} + h_{HT} \frac{A_s}{L} (T_g - T_m) = 0 \quad (3.31)$$

Equação da conservação da energia para matriz regenerativa:

$$\rho_m A_m C_{p_m} \frac{\partial T_m}{\partial t} - h_{HT} \frac{A_s}{L} (T_g - T_m) = k_m A_m \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} \quad (3.32)$$

As condições iniciais são impostas no problema atribuindo-se valores de temperatura no ar e na matriz regenerativa.

$$T_g(0, x) = T_0 \quad ; \quad T_m(0, x) = T_0 \quad (3.33)$$

Para o fluxo de ar de aquecimento:

$$T_g(t, 0) = T_{g_{p,in}}(t) \quad (3.34)$$

Para o fluxo de ar de resfriamento:

$$T_g(t, L) = T_{g_{e,in}}(t) \quad (3.35)$$

As condições de contorno requeridas na matriz regenerativa são:

$$\left. \frac{\partial T_m}{\partial x} \right|_{x=0} = \left. \frac{\partial T_m}{\partial x} \right|_{x=L} = 0 \quad (3.36)$$

3.4 TRATAMENTO NUMÉRICO

As equações governantes foram resolvidas numericamente usando-se o Método dos Volumes Finitos (Patankar, 1980; Maliska, 2013), com arranjo desencontrado, e utilizada com sucesso por Medeiros (2007). A velocidade foi resolvida nas interfaces dos volumes e as demais variáveis e propriedades necessárias foram resolvidas nos centros dos volumes da malha computacional escolhida. Foram empregados os esquemas de interpolação (CDS) na matriz regenerativa e (UPWIND) na corrente fluida para avaliar as propriedades e seus gradientes nas interfaces dos volumes de controle. Os sistemas lineares oriundos do processo de discretização foram resolvidos usando-se o método das sobre-relaxações sucessivas (SOR), exceto na equação evolutiva para energia na matriz regeneradora, na qual foi utilizado o Algoritmo de Thomas (TDMA), Patankar (1980) para aumentar a velocidade de convergência.

O procedimento adotado para solução do sistema obedeceu aos seguintes passos:

1. Estimativa de parâmetros e propriedades.
2. Resolução de equações evolutivas em sequência.
 - 2.1 Temperatura na matriz, T_m via Eq. (3.32);
 - 2.2 Temperatura do ar úmido, T_g via Eq. (3.31).
3. Atualização de propriedades.

4. Teste da convergência em cada iteração, se não satisfeita, retorna ao passo 2.
5. Teste da solução em regime: se não satisfeita, avança o passo de tempo e retorna ao passo 4.

Esse procedimento numérico resolve a transferência de calor em um canal que gira ao redor do eixo do rotor. Sob condições típicas de operação, o ar úmido entra no canal durante o ciclo de processo (resfriamento) e transfere calor para a matriz regeneradora. Na sequência, o calor é transferido da matriz para o ar de retorno (aquecimento).

A solução para o regenerador de calor rotativo será obtida quando for atingida a solução em regime periódico do canal em estudo. Isso significa que é possível determinar o perfil de temperatura sobre um canal do rotor para cada instante de tempo, porém somente será possível obter o perfil de temperatura do rotor a cada ciclo completo desse mesmo canal.

Portanto, para cada passo de tempo, a solução do canal deverá ser iterada até que atinja a convergência através do critério, abaixo, adotado:

$$\sum_{i=1}^n (\chi_i^{j+1} - \chi_i^j) / (n|\chi_{max} - \chi_{min}|) \leq 1 \times 10^{-4} \quad (3.37)$$

Onde χ é uma variável ou propriedade definida na entrada e na saída das duas seções do regenerador de calor rotativo e n é o número de volumes.

A solução em regime periódico do regenerador de calor é alcançada quando, em um ciclo completo do canal, o balanço de energia foi praticamente nulo ou desprezível. Para isso, foi utilizado o critério abaixo imposto por Simonson (1998).

$$\left| \frac{\dot{m}_q(H_{q,in} - H_{q,out}) - \dot{m}_f(H_{f,out} - H_{f,in})}{\dot{m}_{min}(H_{q,in} - H_{f,in})} \right| \leq 5 \times 10^{-3} \quad (3.38)$$

Onde W e H são, respectivamente, a razão de umidade e a entalpia total,

$$w = \frac{\rho_v}{\rho_a} \quad \text{e} \quad H = Cp(T - 273.15) + w(h_{fg} + Cp_w(T - 273.15)) \quad (3.39)$$

Usando as definições da Eq. (3.39), pode-se calcular a efetividade sensível para o desempenho do regenerador de calor rotativo. A definição clássica de efetividade em

trocadores de calor pode ser encontrada em Dewitt *et al.* (2013), devendo ser aplicada apenas nas trocas de calor sensível, sem considerar a transferência de massa. As expressões utilizadas para determinação das efetividade sem trocadores de calor podem ser encontradas em Klein e Mitchell (1990).

A definição de efetividade para condições em regime periódico adotada foi a mesma encontrada em Dewitt *et al.* (2013), que segue abaixo:

Efetividade sensível assumindo calor específico constante:

$$\varepsilon_s = \frac{\dot{m}_q(T_{q,in} - T_{q,out})}{\dot{m}_{min}(H_{q,in} - H_{f,in})} = \frac{\dot{m}_e(H_{f,out} - H_{f,in})}{\dot{m}_{min}(H_{f,in} - H_{f,in})} \quad (3.40)$$

A efetividade do regenerador de calor é definida como a razão entre as taxas de transferência de calor real e máxima possível. Em regeneradore de calor do tipo rotativo, é usado o método Efetividade-NUT (ε -NUT). A efetividade térmica é função de três números adimensionais NTU, C^* e Cr^* (KAYS e LONDON, 1998).

$$\varepsilon_{\varepsilon-NUT} = f(NTU, C^*, Cr^*) \quad (3.41)$$

$$\varepsilon_{\varepsilon-NUT} = \varepsilon_0 \cdot \varphi_r \cdot \varphi_c \quad (3.42)$$

Na Eq. (3.42), $\varepsilon_{\varepsilon-NUT}$ é a efetividade térmica do regenerador de calor tipo rotativo e ε_0 denota a efetividade de um regenerador de calor de fluxo cruzado, segundo Godsipour e Sadrameli (2003):

$$\varepsilon_0 = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-NTU(1 - C^*)]} \quad (3.43)$$

Onde, na Eq. (3.43), C^* é a razão entre a menor capacidade térmica (C_{min}) e a maior capacidade térmica (C_{max}) dos fluxos quente e frio, e NTU é o número de Unidades de Transferência definidas da seguinte forma:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.44)$$

$$NTU = \frac{1}{C_{min}} \left[\frac{1}{1/(hA)_h + 1/(hA)_c} \right] \quad (3.45)$$

φ_r é um fator de correção para a velocidade de rotação e φ_c um fator de limpeza na Eq. (3.42). Neste estudo, φ_c foi considerado igual a um e φ_r foi estimado segundo Kays e London (1998):

$$\varphi_r = 1 - \frac{1}{9 Cr^{*1.93}} \quad (3.46)$$

Onde Cr^* é a razão da capacidade térmica do regenerador de calor, e é definida como:

$$Cr^* = \frac{Cr}{C_{min}} = \frac{M_m c_m (N/60)}{C_{min}} \quad (3.47)$$

A efetividade do regenerador também pode ser calculada a partir do software do fabricante DRI ROTORS, versão 1.4.6, fornecendo os seguintes dados de entrada: tipo de rotor, purga, diâmetro do rotor, largura do rotor, vazões volumétricas, temperaturas e umidade relativa dos fluxos de ar quente e frio, conforme mostrado na Fig. 3.4. Com o fornecimento dos dados de entrada, são gerado rapidamente os resultados de saída: temperatura e entalpia de cada fluxo de ar e a efetividade do equipamento.

DRI ROTOR SELECTION SOFTWARE Version 4.1.6

File Help

VIEW REPORT SEARCH Project SAVE DATA

Select Country BRAZIL **UNITS** SI **WHEEL** Enthalpy **PURGE** With Purge **Project Details**

Select City Recife **DBT & RH** **Wheel Depth** 270 mm **Sensible**

Outdoor Air (O/A) 1200 m³/h

	DBT	RH	WBT	gr/kg	kJ/kg
S	35.0	50.0	25.6	17.8	81.1
M	35.0	50.0	56.7	17.8	81.1
W	35.0	50.0	15.1	17.8	81.1

Exhaust Air (E/A) 1200 m³/h

	DBT	WBT	RH	gr/kg	kJ/kg
S	33.4	20.9	31.9	10.3	60.1
M	33.4	20.9	31.9	10.3	60.1
W	33.4	20.9	31.9	10.3	60.1

Energy Recovery

	Summer	Winter
S->	13.2 MBH	4 kW
W->	13.2 MBH	4 kW

Supply Air (S/A) 1200 m³/h

	DBT	WBT	RH	gr/kg	kJ/kg
S	25.6	23.8	85.6	17.8	71.3
M	25.6	23.8	85.6	17.8	71.3
W	25.6	23.8	85.6	17.8	71.3

Velocity 2.02 m/s
Effectiveness 83.1 %
Pressure drop 124 Pa

Return Air (R/A) 1200 m³/h

	DBT	WBT	RH	gr/kg	kJ/kg
S	24.0	55.0	18.7	10.3	50.4
M	24.0	55.0	54.9	10.3	50.4
W	24.0	55.0	18.7	10.3	50.4

Velocity 2.02 m/s
Effectiveness 85.1 %
Pressure drop 124 Pa

Calculate **Back** **Exit**

Figura 3.4 – Cálculo da efetividade do regenerador de calor rotativo via software do fabricante
Fonte: Dados gerados pelo autor.

3.5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.5.1 Validação Numérica

O objetivo dessa subseção é analisar e validar o modelo utilizado para o regenerador de calor rotativo, realizando uma comparação com o resultado obtido por Al-Ghamdi (2006) e o modelo ϵ - NUT.

O número de unidades de transferência (NUT) é um dos mais importantes parâmetros adimensionais utilizados em trocadores rotativos para aplicações industriais, sendo usualmente considerado como um valor constante em aplicações com condições operacionais especificadas. O método Efetividade-NUT (ϵ - NUT) é bastante utilizado em aplicações com regeneradores porque as condições do escoamento na saída podem ser previstas a partir do conhecimento das condições de entrada (MIORALLI, 2009).

Os dados geométricos, as propriedades do rotor e as condições de operações utilizadas para a simulação e comparação estão mostrados na Tab. 3.1, as condições de contorno, na Tab.3.2, a seguir, e os resultados obtidos em termos da efetividade são apresentados na Fig. 3.5, logo após:

Tabela 3.1 - Parâmetros do rotor e propriedades da matriz do problema
Fonte: Dados gerados pelo autor.

Parâmetros do regenerador rotativo			
$\Omega = 30 \text{ rpm}$	$Q_{\text{quente}} = Q_{\text{frio}} = 150, 250 \text{ e } 300 \text{ m}^3/\text{h}$		
$D_w [\text{m}]$ 0,463	$L_w [\text{m}]$ 0,0395	$\varphi [\%]$ 92,5	$A_v [\text{m}^{-1}]$ 4026,5
$d_h [\mu\text{m}]$ 900	Re 63	$U_g [\text{m/s}]$ 1,1	Nu 7
NTU_0 14,5	$h_{\text{HT}} [\text{W/m}^2\text{K}]$ 200	Le 1	C_r^* 4,6
Propriedades da matriz			
$C_{p_m} [\text{J/kgK}]$ 1340	$\rho_m [\text{kg/m}^3]$ 1380	$K_m [\text{W/mK}]$ 0,16	ω_{max} 0,2

Tabela 3.2 - Condições de contorno do problema
Fonte: Dados gerados pelo autor.

Variável	Fonte quente	Fonte fria
Temperatura	35°C	24°C
Umidade relativa	50%	50%

Na Figura 3.5 é apresentado o efeito da efetividade do regenerador de calor rotativo em função da vazão, de acordo com as condições de contorno do problema e demais parâmetros para simulação detalhados nas Tabelas 3.1 e 3.2. Pode-se observar que, quanto maior a vazão volumétrica, menor é o valor da efetividade do trocador. Isso é devido ao aumento da velocidade de escoamento dos fluidos contrários, fazendo com que a troca térmica não seja eficiente. Ou seja, a matriz sólida diminui sua capacidade de armazenar a energia térmica quando se aumenta a vazão volumétrica. Também foi observado que, neste

trabalho, houve uma resposta mais aproximada da condição de referência que a obtida por Al-Ghamdi (2006).

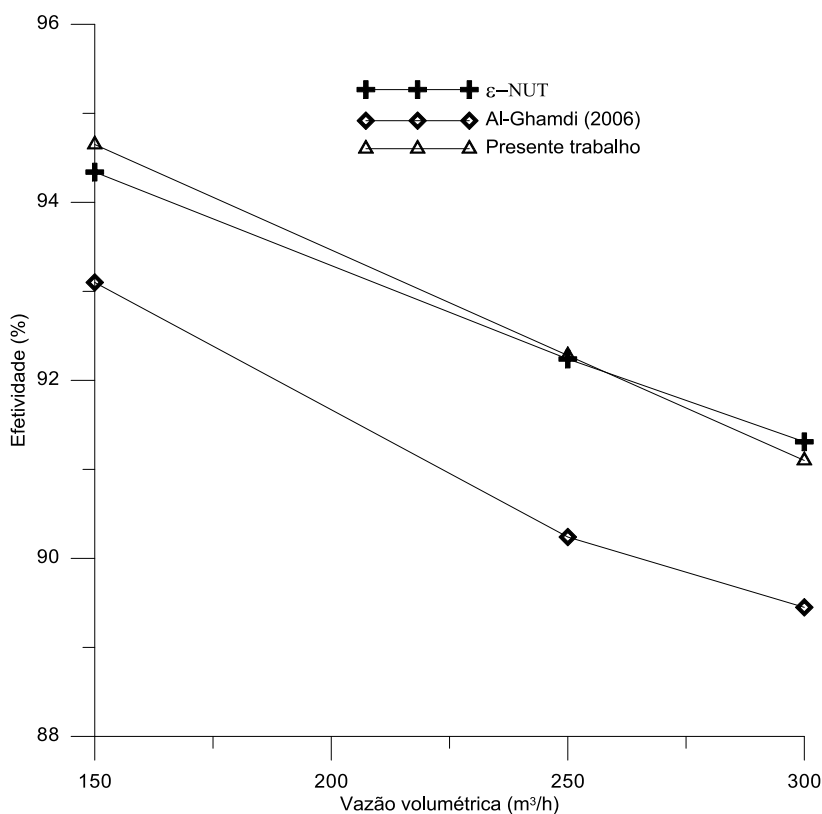


Figura 3.5 – Efeito da vazão volumétrica na efetividade do regenerador de calor rotativo
Fonte: Dados gerados pelo autor.

3.5.2 Validação Experimental

O procedimento experimental deste trabalho foi realizado no Laboratório de Meios Porosos e Adsorção (LAMPAs) da Universidade Federal da Paraíba (UFPB), no qual o regenerador de calor rotativo faz parte de um sistema híbrido de condicionamento de ar adsorativo-evaporativo com compressão de vapor, usando-se trocadores de calor e de massa para desumidificação do ar, conforme Fig. 3.6, a seguir. O sistema de condicionamento de ar utiliza rotores dessecantes (adsorativos), e funciona com o objetivo de diminuir a razão de umidade; para isso, deve obrigatoriamente conter um regenerador de calor após um rotor dessecante, já que parte do calor provocado pela regeneração do rotor dessecante, durante sua rotação, é transferido para o ar no momento de sua travessia. Como o ar, imediatamente após o rotor dessecante, possui temperatura elevada é necessário a

utilização do regenerador de calor e na sequência de um resfriador evaporativo tipo lavador de ar, sendo possível, a obtenção do conforto térmico desejado no recinto. Neste capítulo, especificamente, foi analisado apenas o regenerador de calor rotativo com condições de contorno reais impostas pelo sistema de condicionamento de híbrido (adsortivo-evaporativo com compressão de vapor).

O regenerador de calor pode ser observado na Fig. 3.6, abaixo, e as secções por onde passam o ar de processo (fonte quente) e o ar de retorno (fonte fria). Na parte superior passa o ar de processo e na inferior o ar de retorno, sempre em correntes contrárias. Entre a secção de processo e retorno, existe uma vedação que serve para evitar o vazamento de ar entre as duas secções. Contornando o perímetro do rotor, também existe uma vedação que serve para reduzir as infiltrações do ar atmosférico para o ar de processo. A matriz metálica possui milhares de micro canais, por onde passam os fluxos de ar. O giro do rotor é no sentido horário, e está acoplado a uma estrutura metálica e rígida.



Figura 3.6 – Ensaio experimental do regenerador de calor rotativo
Fonte: ALMEIDA (2017)

Na Figura 3.7, abaixo, pode ser observado por onde passam os fluxos de ar do processo (fonte quente) e de retorno do ar (fonte fria). Percebe-se também uma estrutura metálica, com geometria circular, com um eixo no centro, que gira continuamente a uma velocidade de 25 rpm (rotações por minuto).

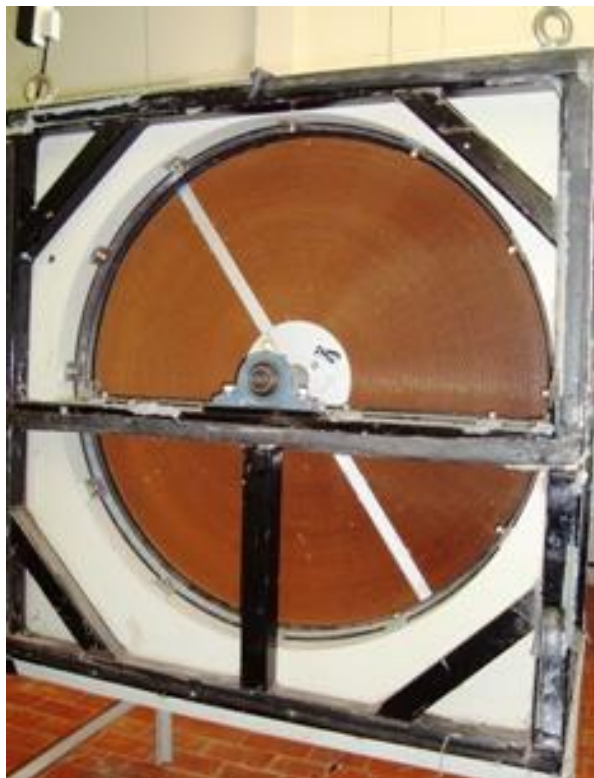


Figura 3.7 – Regenerador de calor rotativo real
Fonte: ALMEIDA (2017).

As Tabelas 3.3 e 3.4, a seguir, apresentam os parâmetros do regenerador de calor rotativo, as propriedades da matriz e as condições de contorno para possibilitar a devida simulação do equipamento com os modelos estudados neste trabalho.

Tabela 3.3 – Parâmetros do rotor e propriedades da matriz do problema

Fonte: Dados gerados pelo autor.

Componente	Descrição
Material	Cobre
Selo de vedação	Borracha
Relação áreas (quente/frio)	1:1
Purga	Não
Diâmetro(mm)	700
Espessura(mm)	270
Motor CA (monofásico)	230 V / 90 W
Tração	Por correia
Rotação do motor (RPM)	1300
Rotação do rotor (RPM)	25
Frequência do motor (Hz)	50
Fabricante	RI ROTORS

Tabela 3.4 - Condições de contorno do problema

Fonte: Dados gerados pelo autor.

Dados	Fonte quente	Fonte fria
Vazão	600 m ³ /h	
Ensaio 1	51.9°C	25.0°C
Ensaio 2	37.8°C	25.5°C
Vazão	900 m ³ /h	
Ensaio 1	50.8°C	25.4°C
Ensaio 2	37.6°C	25.8°C
Vazão	1200 m ³ /h	
Ensaio 1	50.6°C	26.1°C
Ensaio 2	40.7°C	26.1°C

Na Figura 3.8, a seguir, é apresentado o efeito da efetividade do regenerador de calor rotativo em função da vazão, de acordo com os parâmetros para simulação detalhados na Tab.3.3 e as condições de contorno do problema Tab.3.4: Dados experimentais reais do experimento 1 e experimento 2 gerando dois ensaios para cada vazão volumétrica: 600,

900 e 1200 m³/h. Como o regenerador de calor rotativo é parte integrante de um sistema de climatização híbrido, as condições de temperatura nas seções de aquecimento e resfriamento para cada experimento foram diferentes. Foram mantidas as vazões volumétricas na montagem. Pode-se observar, a partir dos resultados experimentais, calculando-se a efetividade nesse trocador de calor uma variação de, no máximo, 7% em relação aos modelos utilizados: numérico, software fabricante e ε - NUT. No entanto, essa variação está dentro da faixa aceitável para um problema de engenharia.

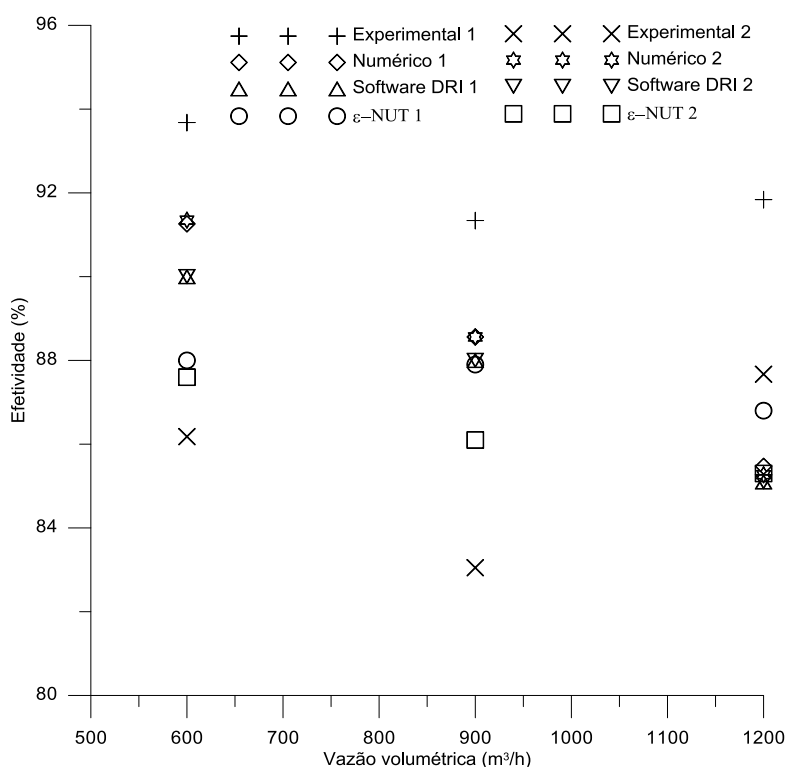


Figura 3.8 – Análise da Efetividade do regenerador de calor rotativo usando-se dados experimentais

Fonte: Dados gerados pelo autor.

3.6 CONCLUSÕES

O modelo matemático utilizado neste trabalho partiu de um balanço de energia em elemento infinitesimal pertencente a um dos canais do regenerador, do qual se obteve duas equações diferenciais parciais de energia do fluido e da matriz regeneradora. As duas equações foram resolvidas numericamente e originaram resultados compatíveis e satisfatórios para descrever a troca de calor entre os fluxos de ar contrários que atravessam a matriz periodicamente a cada ciclo do rotor. Na validação numérica, obteve-se um erro

máximo de 0.33 % em relação ao método ε -NUT. Na validação experimental, o erro máximo foi de 7% em relação aos modelos: numérico e software do fabricante, enquanto que o modelo ε -NUT teve erro de 5.5 %.

Portanto, conclui-se que qualquer um dos modelos testados poderá ser utilizado para representar o comportamento do regenerador de calor. É importante salientar que podem ser associados erros aos dados experimentais e que, portanto, isso se confirmando, as discrepâncias nos modelos utilizados podem ser ainda menores.

CAPÍTULO IV

ROTORES DESSECANTES

4.1 INTRODUÇÃO

Rotores dessecantes são desumidificadores desenvolvidos para fazer, com eficácia, a remoção máxima da umidade do ar, fenômeno primeiro do processo de refrigeração dessecante. Para atender aos requisitos específicos de demandas de secagem do ar e de controle de umidade, eles são produzidos em todo o mundo em múltiplas configurações. Sobre sua constituição, de forma simplificada, podemos dizer que são compostos, basicamente, de um disco construído de material resistente, com sua borda alargada, impregnada de substâncias adsorventes, como sílica gel, alumina ativada, zeólita e carvão ativado; assim, a desumidificação é realizada através de um processo físico, pelo qual as moléculas d'água ficam retidas na superfície dos poros do material dessecante.

O rotor dessecante, quando em posição de operação, é instalado de maneira que parte dele se localiza na corrente de ar que se dirige ao local a ser climatizado, e a outra parte, algumas vezes menor, fica localizada na direção da corrente de ar contrária a ser retirada do ambiente, permitindo a sua regeneração. Para eficiência da operação, faz-se necessário que as vedações da borda do equipamento sejam bem ajustadas para evitar vazamentos e infiltrações.

O rotor dessecante cumpre sua função rodando lentamente, fazendo com que o fluxo de ar externo passe através do material dessecante para ser desumidificado e, posteriormente, receba um fluxo de ar, em sentido contrário, artificialmente aquecido, para realizar o processo de dessorção.

A fim de prever as transferências de calor e de massa no rotor dessecante, as equações de conservação para energia e massa devem ser postuladas. As transferências de calor por convecção e de massa são descritas por coeficientes globais, pelos quais as transferências de calor e de massa são acopladas pela condição de equilíbrio do material dessecante, a chamada isoterma de sorção. As equações de conservação de transferência de calor e de massa, a equação isoterma de sorção, bem como as equações dos estados

termodinâmicos para ar e o material dessecante resultam em um sistema de equações algébricas diferenciais complexas, não-lineares.

O estudo do mecanismo de transferência de calor e de massa em um rotor dessecante é um assunto desafiador devido à natureza complexa do problema. Com base nos princípios de conservação de calor e de massa, a transferência de calor e de massa no rotor dessecante pode ser formulada com detalhes matemáticos complexos através de equações governantes e relações auxiliares. Esse é o método principal e universal para se construir um modelo matemático (YADAV e KAUSHIK, 1991)

Os modelos matemáticos, as análises térmicas e as investigações experimentais têm sido realizados ao longo dos últimos anos por muitos pesquisadores com foco em vários aspectos da desumidificação dessecante (GE *et al.*, 2008). No entanto, apesar de muitas análises teóricas e experimentadas, não se pode dizer que a concepção e a operação dos rotores dessecantes sejam completamente compreendidas. O projeto do rotor dessecante varia entre fabricantes e depende, em grande parte, da experiência destes. Tais aproximações teóricas e numéricas procuram resolver equações diferenciais ou interpretar parâmetros específicos que são derivados das equações governantes de calor e de massa. Contudo, isso pode resultar em grandes erros sob condições operacionais específicas, enquanto também pode prevê um bom desempenho para uma pequena gama de outras condições. Assim, um método aceitável, fácil e eficaz foi apresentado para determinar o desempenho de rotores dessecantes em operação real (KODAMA *et al.*, 2001).

Os modelos matemáticos utilizados em rotores dessecantes são divididos em duas categorias principais: modelos sem resistência à difusão de massa no sólido dessecante (GSR) e modelos com resistência à difusão de massa no sólido dessecante (GSSR). Os modelos GSR levam em conta apenas as transferências convectivas de calor e de massa entre o fluxo de ar e o dessecante, enquanto os modelos GSSR também levam em consideração a condução de calor e a difusão de massa dentro do dessecante sólido.

Assim, a partir de abordagens unidimensionais com modelo sem resistência à difusão de massa no sólido dessecante:

Zheng e Worek (1993), investigaram um modelo transiente para simular os processos simultâneos de transporte de calor e de massa envolvidos no rotor dessecante, utilizando um esquema explícito de diferenças finitas para resolver as equações usando dados experimentais para o calor e isoterma de adsorção da sílica-gel. Os resultados da simulação foram comparados com resultados obtidos em outros programas.

Zhang *et al.* (2003), empregaram um modelo de transferência de calor e de massa acoplado, permitindo o método de parâmetros globais para analisar o perfil de temperatura e umidade no rotor dessecante rotativo, do tipo colmeia. O modelo matemático foi validado usando-se um rotor dessecante real, e os resultados obtidos estavam em razoável concordância com os dados experimentais. O modelo é utilizado para auxiliar na concepção de rotor dessecante de forma mais fácil e prática.

Ruivo *et al.* (2006), avaliaram um modelo transiente via solução numérica das equações de conservação de energia, vapor de água e massa adsorvida dentro do meio poroso. Eles chegaram à conclusão que a difusão superficial é o mecanismo mais importante de transporte de água dentro do meio poroso, assumindo um modelo de capacitância de calor global nas direções transversais à parede do canal.

Antonellis *et al.* (2010), desenvolveram um modelo transiente para o rotor dessecante que considerou os perfis de temperatura e velocidade desenvolvidos ao longo dos canais. Esse modelo foi utilizado para otimizar a influência das condições de trabalho, velocidade de rotação e configuração no desempenho do rotor dessecante.

Assim, partindo de abordagens uni e bidimensionais com modelo de resistência à difusão de massa no sólido dessecante:

Zhang e Niu (2002), desenvolveram um modelo transiente de transferência de calor e de massa para o rotor dessecante (direção axial e direção da espessura). Eles compararam o desempenho de um rotor dessecante usada na desumidificação do ar com base na rotação, NTU e área específica.

Sphaier e Worek (2006), compararam dois modelos matemáticos unidimensional e bidimensional e descobriram que uma formulação unidimensional poderia ser usada em aplicações de rotor dessecante, enquanto que um modelo bidimensional era necessário para um rotor entálpico quando a resistência térmica era alta no material dessecante. O modelo forneceu alguns entendimentos sobre os processos de transferência de calor e de massa na matriz dessecante, o que não tinha sido apresentado em publicações anteriores. No entanto, o modelo baseia-se mais na matemática abstrata do que na compreensão física do material dessecante. De fato, as informações de validação fornecidas nesse artigo, se presentes, foram muito limitadas.

Ge *et al.* (2010), investigaram um modelo transiente para prever o desempenho de um rotor dessecante. Verificou-se que o rotor dessecante tem um melhor desempenho num clima com temperaturas moderadas ou em clima com razão de umidade elevada.

Ruivo *et al.* (2011), desenvolveram um modelo transiente unidimensional e estudaram a influência da pressão atmosférica nas taxas de transferência de calor e de massa do rotor dessecante. Verificou-se que as taxas de transferência de calor e de massa foram reduzidas com uma diminuição da pressão atmosférica. Com base nos resultados da simulação, foram desenvolvidas correlações para a correção das taxas de transferência de calor e de massa para o caso de rotores dessecantes operando com pressão atmosférica não-padrão.

Embora um modelo matemático completo (GSSR) possa fornecer informações mais detalhadas, o modelo sem resistência à difusão de massa no sólido dessecante tem sido preferido mais amplamente para a análise e otimização de rotores dessecantes, uma vez que o mesmo compreende formulações unidimensionais simples, enquanto que o modelo completo leva a formulações bidimensionais. A validade da abordagem unidimensional tem sido investigada por Sphaier e Worek (2006) e Ruivo *et al.* (2008). Eles relataram que a formulação unidimensional pode produzir resultados semelhantes à formulação bidimensional para rotores dessecantes com camadas dessecantes finas e velocidades de rotação baixas, que são comumente encontradas na maioria das aplicações práticas de Kang *et al.* (2015).

No presente trabalho, o desempenho de um rotor dessecante é investigado através da simulação de dois modelos unidimensionais com e sem os efeitos da resistência à difusão de massa no dessecante e mostra que, em algumas situações, o uso de um modelo mais simples (modelo GSR) obtém um desempenho semelhante ao modelo completo (modelo GSSR). Manteve-se claro que na simulação do rotor dessecante deve-se ter muito cuidado com a implementação dos parâmetros de entrada, com as características físicas e construtivas do rotor dessecante, juntamente com o tipo de material dessecante e a isoterma de sorção que interfere na sua condição de saída.

4.2 APLICAÇÕES

A aplicação de rotores dessecantes no setor mercantil merece destaque. Utilizados na proteção contra corrosão e umidade para diversos processos industriais, apresentam ótima aplicação nas fábricas de eletroeletrônicos, de materiais bélicos, farmacêuticos, de alimentos e bebidas, em armazenagem de estoques sensíveis à presença de umidade e calor, nos estabelecimentos comerciais, como supermercados e frigoríficos, e em todos os

locais em que não deve existir em suas dependências a formação de mofo e bolor. Na verdade, os rotores dessecantes possuem aplicações eficazes quando operados em grandes espaços, onde se faz necessário tratar grandes quantidades de ar e não há restrição à entrada do fluxo de ar exterior nem à dissipação do ar de exaustão.

4.3 VANTAGENS DA UTILIZAÇÃO

A utilização de rotores dessecantes proporciona muitas vantagens adicionais aos usuários, por exemplo:

- Aumento do nível de conforto, pois o controle de umidade é independente do controle de temperatura;
- Custo operacional e elétrico menor em relação ao sistema convencional de resfriamento (compressão de vapor);
- Sistemas de dutos secos, o que evita a proliferação de fungos e bactérias.
- Atende perfeitamente à Norma 62-89 ASHRAE.
- Utiliza fluidos de trabalhos não poluentes, livres dos CFC's e HCFC's.
- Melhora a qualidade do ar interior dos ambientes.

4.4 SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR DESSECANTE EVAPORATIVO

A pesquisa científica, definida como um conjunto de atividades que têm por finalidade a produção de novos conhecimentos que contribuam para o avanço da ciência e para o desenvolvimento social, deve procurar respostas para problemas cuja solução desperte o interesse da comunidade científica. Fiel a esse enunciado, é legítimo que pesquisadores procurem soluções para os problemas criados no meio ambiente pela utilização em larga escala de sistemas de refrigeração por compressão de vapor. Uma das alternativas apresentadas para mitigar esses danos e assegurar o desenvolvimento sustentável nos sistemas de ar condicionado é a utilização do sistema dessecante evaporativo introduzido por Munters e Plater (1968), que consiste em um sistema de resfriamento natural através de um processo adiabático que resfria e umidifica o ar simultaneamente, a partir de rotores dessecantes e resfriadores evaporativos. Esse sistema,

diferentemente daquele que utiliza compressão de gases refrigerantes, não contribui para a emissão dos CFC's que provocam o efeito estufa e destroem a camada de ozônio, e ainda reduz substancialmente o consumo de eletricidade, que tem geração impactante no meio ambiente. Os princípios fundamentais dos sistemas de condicionamento de ar utilizando rotores dessecantes estão arraigados no campo do conhecimento do condicionador de ar.

Na figura 4.1, abaixo, temos um sistema de condicionamento de ar utilizando rotor dessecante, Detalhando a sequência da operação iniciada com o primeiro estágio, a partir da entrada do ar externo úmido, o fluxo de ar passa pela câmara de processo do rotor dessecante, de onde sairá quente e menos úmido. Na sequência, esse fluxo de ar passa por um trocador de calor rotativo (rotor sensível), tendo a sua temperatura reduzida; e, após passar por um resfriador evaporativo, é lançado com a temperatura e razão de umidade desejadas no ambiente interior. Na operação de retorno, após passar pelo resfriador evaporativo, o ar úmido é resfriado e ainda mais umedecido. Depois, será aquecido pelo trocador de calor e aquecedor respectivamente, sendo, finalmente, lançado através da seção de regeneração do rotor dessecante, realizando a dessorção para, assim, ser lançado para o meio externo.

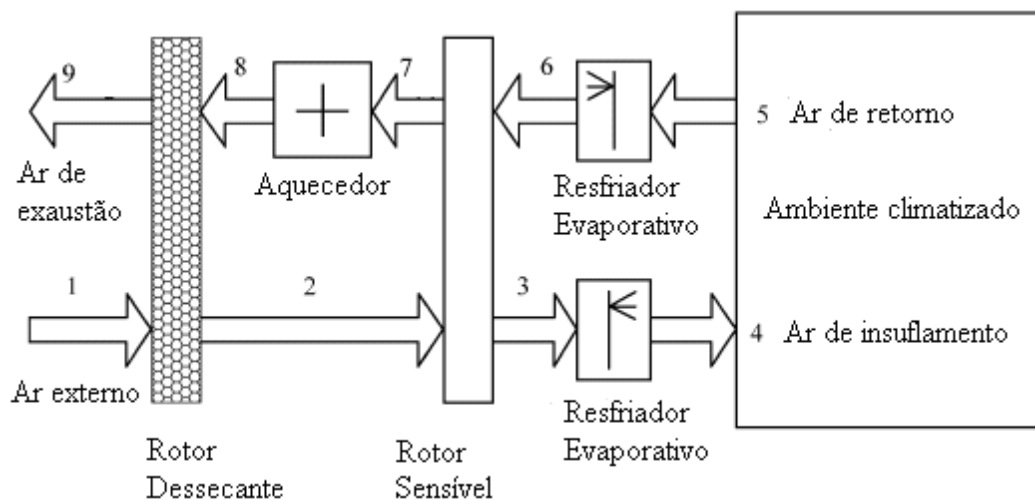


Figura 4.1 - Sistema de refrigeração dessecante

Fonte: MEDEIROS (2007)

No sistema acima, algumas variáveis são interdependentes, o que permite que se realize o controle da umidade do ar do processo. Observa-se que essa umidade diminui à medida que se eleva a temperatura do ar de reativação e vice-versa; assim, uma temperatura de regeneração menor acarreta menor desumidificação. A razão para que isso

ocorra é que a temperatura do ar de reativação tem um forte efeito no desempenho do sistema, pois, quanto mais aquecida a câmara de regeneração, mais seca ficará a câmara de processo e mais facilmente se desprenderá a umidade. Outro fator passível de controle é a velocidade do fluxo de entrada de ar na câmara de processo, pois velocidades mais altas diminuem a capacidade de adsorção do rotor. Já a umidade do ar externo não é uma variável que permite controle; entretanto, o sistema poderá ser configurado com alteração nas especificações das suas partes, permitindo-se, desse modo, atender os objetivos desejados.

4.5 MATERIAIS DESSECANTES

Dessecantes, no que concerne ao interesse deste trabalho, são materiais utilizados no âmbito dos sistemas evaporativos usando-se rotores dessecantes, são substâncias, ou suprimentos industriais, que atraem a umidade do ar em circulação. Esse fenômeno ocorre via processo de adsorção que, num aspecto mais geral, consiste da acumulação e concentração seletiva de um ou mais constituintes contidos em um ar ou líquido sobre superfícies sólidas. A adsorção é utilizada com muita propriedade para a remoção de gases e vapores presentes em baixas concentrações, sendo também empregada em larga escala nas mais diversas atividades, como remoção de impurezas do ar, de óleo, de odores e de gostos, por exemplo. São materiais porosos que possuem afinidade por substâncias polares e têm por principal característica a baixa pressão de vapor na sua superfície em relação à umidade.

Estão consagrados os termos "adsorvente", para denominar o material sobre o qual ocorre a adsorção, e "adsorvato" (ou adsorbato), para a substância adsorvida. A adsorção pode acontecer via processo físico, como será aqui tratado, utilizando-se das forças de interação de Van der Waals com a substância adsorvida, conservando-se a sua natureza ou utilizando uma reação química, método empregado em larga escala no meio industrial petroquímico e fora do alcance deste estudo.

A velocidade com a qual as moléculas dos adsorvatos são adsorvidas pelo adsorvente é denominada de cinética de adsorção. Um bom dessecante é caracterizado exatamente pelo estudo dessa variável. O estudo dos gráficos produzido pela velocidade de adsorção versus concentração de partículas a serem adsorvidas no adsorvente, dependendo

da temperatura, fornece as curvas de adsorção (isotermas), o que permite uma análise da pertinência do material adsorvente ao projeto desejado.

Na escolha de um dessecante para determinada aplicação, devem ser observados, entre outros, os seguintes aspectos: avaliar a cinética de adsorção de cada adsorvente e selecionar os que permitem melhor desempenho dessecante, analisar a sua reutilização após as suas respectivas regenerações, verificando o quanto foi reduzida a sua capacidade dessecante, além do estudo do custo e disponibilidade. É importante, na escolha do adsorvente, observar sua capacidade de adsorção.

4.5.1 Sílica Gel

A sílica gel que, quando comparada com outros dessecantes, demonstra melhor desempenho na adsorção de vapor de água, mesmo em baixos níveis de pressão, é um produto sintético produzido pela reação de silicato de sódio e ácido sulfúrico que, misturados, formam uma estrutura sólida de sílica gel, chamada hidrogenol. Oferece ainda outras consideráveis vantagens, já que se trata de um produto atóxico, inerte quimicamente, que não apresenta nenhum efeito adverso ou nocivo ao meio ambiente, trabalha desde abaixo de 0° C para além do ponto de ebulição da água e tem baixíssimo custo. É, em razão dessa natureza, mundialmente recomendada para a proteção de produtos, objetos e materiais diversos, atendendo, em particular, às exigências e à capacidade de adsorção do padrão alemão DIN, DIN 55473, além das especificações militares dos Estados Unidos.

4.5.2 Alumina Ativada

A alumina ativada é um dessecante cuja curva da cinética de adsorção da umidade mostrada revela ser um eficiente desumidificador, pois possui um amplo espectro de aplicações e, em razão disso, é um dos dessecantes mais comumente utilizados, sendo apropriado para dispositivos de regeneração não térmicos. É produzido a partir do hidróxido de alumínio por uma hidroxilação, processo que resulta em um material resistente a esmagamento, é inodoro, não tóxico, insolúvel em água e etanol, altamente poroso, condição que lhe permite uma significativa alta taxa de superfície por peso, podendo ter uma área de superfície específica grande, algo entre 280 e 300m²/g, o que se

traduz em uma quantidade grande de poros muito pequenos, quase como túneis, que o atravessam. Funciona através de adsorção física, regenera-se a 200 °C e se apresenta em formas esféricas porosas, mas geralmente com diâmetros nos intervalos (1,5mm, 3mm); (2mm, 5mm) e (4mm, 8mm).

A alumina ativada é também conveniente para adsorver outros materiais presentes em reservatórios de água para consumo humano. A capacidade de adsorver arsênio, flúor, cobre e chumbo a tornam candidata adequada para utilização em operações de tratamento de água.

4.5.3 Zeólitas

Zeólitas (ou zeólitos) são minerais aluminossilicatos hidratados, portanto uma estrutura constituída por alumínio, silício e oxigênio, formados por cadeias de anéis tetraédricos SiO_4 e AlO_4 que, ligadas, originam um estrutura aberta, com grande estabilidade térmica, altos níveis de acidez e, ainda, uma elevada superfície específica que lhe permite possuir grandes canais de tamanho e cavidades compatíveis com a maioria das moléculas das matérias-primas usadas na indústria e nos locais onde a água e outras moléculas podem se alojar.

A natureza dessas estruturas envolve a uniformidade do tamanho dos poros ao longo de todo o cristal, constituindo o que é conhecido como peneiras moleculares, afortunadamente de tamanho e cavidades compatíveis com a maioria das moléculas das matérias-primas usadas na indústria. As peneiras de poros até 4 angstroms são conhecidas como zeólitas 4a. Suas propriedades de adsorção variam em amplo espectro, desde substâncias altamente hidrofóbicas até aquelas extremamente hidrofílicas. Esse conjunto de propriedades faz das zeólitas material de extremo potencial para inúmeras aplicações, merecendo destaque a sua atuação na purificação de gases e como catalisador no refino de petróleo.

Observe-se que a zeólita alcalina não possui uma boa capacidade de adsorção do vapor de água em razão dos seus poros ter diâmetro de 2,6 angstroms e as moléculas de água possuírem diâmetros de cerca de 2,8. As zeólitas de ocorrência natural, que são minerais secundários que se formam a partir de rochas e cinza vulcânicas, em razão das contidas impurezas, são excluídas de muitas aplicações comerciais.

4.5.4 Carvão Ativado

Carvão ativado é uma forma de carbono puro de grande porosidade, possuidor de uma significativa área específica, de cerca de $1000\text{m}^2/\text{g}$, com excelente desempenho adsorptivo e revelado secularmente como eficiente dessecador e purificador. É um material quimicamente inerte, apolar, que pode ser empregado nas formas em pó ou granulado, amoldando-se à conveniência do seu uso. A sua produção se dá através de decomposição térmica de materiais carbonáceos, em especial da casca do coco e de madeiras como pinus e acácia, em processos que envolvem temperaturas de 700 a $1.100\text{ }^\circ\text{C}$, obtendo-se daí um material que tem por característica a capacidade adsorptiva de umidade do ar, na forma em pó (PAC) e granulado (GAC), estimadas em 19,8% e 15,4%, respectivamente, em parte motivado pela própria morfologia, que lhe permite poros entre 20 e $500\text{\AA}$.

A capacidade de adsorção do carvão ativado granulado é apropriada para remoção de uma variedade de contaminantes a partir de água, ar, líquidos e gases. Existe no mercado uma outra forma de carvão ativado. Trata-se do carvão ativado extrudado (EAC), que são perfilados cilíndricos com um diâmetro variando de 1mm a 5mm. O processo de extrusão, em conjunto com a matéria utilizada, permite a obtenção de um produto ideal para aplicação em serviço pesado. O carvão ativado nessa forma tem sua aplicação na recuperação de solventes, na purificação de ar e no controle da emissão de automotores. De uma maneira geral, variando as condições de fabricação, estruturas de poros internos são criadas para transmitir propriedades de adsorção únicas, específicas para cada tipo de produto. Essa característica terá a ver com o grau de impureza e as condições do processo.

A amplitude do emprego do carvão ativado contempla as mais variadas aplicações, entre elas se destaca a purificação de água e de gases, nas indústrias químicas, farmacêuticas, de alimentos, do petróleo e da eletroeletrônica, no tratamento de efluentes e de gases tóxicos. Acrescente-se a essa lista o difundido emprego dos seus componentes fitoterápicos na medicina. O carvão ativado granulado é de baixa interferência ambiental, podendo ser regenerado e utilizado várias vezes para a mesma aplicação. No entanto, as suas difusas aplicações trazem como consequências, em alguns casos, complexas dificuldades no processo de sua regeneração. A regeneração térmica normalmente empregada, e que busca recobrar a estrutura porosa original e a atividade com o mínimo dano possível, fica prejudicada quando o processo de adsorção envolve poluentes

constantes em efluentes de refinarias de petróleo ou contaminados com pesticidas, fármacos e outros produtos químicos.

Nesses casos, o processo de regeneração se faz usando técnicas mais sofisticadas, tais como processo oxidativo avançado, aplicação de radiação micro-ondas, aplicação de ultrassons, por exemplo. Essas diferentes técnicas de regeneração apresentam características e aplicações peculiares. No entanto, os custos associados representam o fator limitante para maior aplicação de cada uma delas.

4.5.6 Cinética de Adsorção

A escolha de um dessecante a ser utilizado em determinado sistema evaporativo é sempre precedida de um estudo que vise à cinética de adsorção, às isotermas de adsorção, à capacidade de regeneração, à estabilidade de reutilização; também deve revelar, entre as opções existentes, aquela que melhor satisfaça os objetivos desejados.

Miranda *et al.* (2012) selecionaram os adsorvivos mais frequentemente utilizados no mercado, fizeram uma análise dos parâmetros relacionados acima de cada um e realizaram um exaustivo estudo comparativo entre eles. Este trabalho envolveu os dessecantes: sílica gel, alumina ativada, zeólita zeochem, carvão ativado granulado, carvão ativado em pó, zeólita 4a, zeólita analcima, carvão vegetal, caulim e metacaulim. A comparação procurou evidenciar o melhor desempenho dessecante, a capacidade de reutilização sem apresentar diminuição significativa após sucessivas regenerações, como também observar as virtudes no levantamento de curvas de isotermas de adsorção para cada adsorvente, geradas pelos ambientes com umidades relativas constantes. A conclusão que a cinética de adsorção demonstrou foi que a sílica gel, o carvão ativado, a zeólita 4A, o zeochem e a alumina ativada apresentam ótimo comportamento como adsorventes de umidade do ar, tendo alcançado o “*breaking point*”, ou seja, o equilíbrio de adsorção com o ambiente, em um período de 48 horas. Já as substâncias zeólita analcima, carvão vegetal, caulim e o meta caulim, por apresentarem níveis muito baixos de adsorção de água nos sistemas fechados, não se mostraram bons dessecantes.

4.6 MODELAGEM MATEMÁTICA

Os rotores dessecantes consistem basicamente de uma matriz rotativa composta de numerosos canais ondulados, através dos quais fluem duas correntes de ar (usualmente numa disposição de contrafluxo), a qual troca continuamente calor e massa. A geometria da secção transversal dos canais pode ser sinusoidal, triangular ou favo de mel. A sua superfície é revestida com material dessecante que, na maioria dos casos, é sílica gel. O rotor dessecante gira lentamente para expor uma porção do material dessecante à corrente de ar de processo, enquanto a outra porção passa simultaneamente através da corrente de ar de regeneração. Uma divisória com uma vedação flexível separa o ar do processo do ar de regeneração no rotor dessecante. O ar úmido entra no lado de adsorção, passa sobre o dessecante e é desumidificado. A regeneração ocorre no outro lado da divisória onde o ar aquecido, usualmente a partir da direção oposta, flui para a outra secção do rotor dessecante. Finalmente, carregado com vapor de água, o ar é expulso do rotor dessecante.

Para simular um rotor dessecante, assume-se um único canal sinusoidal que gira continuamente com a velocidade de N (rph) entre as seções de adsorção e regeneração, como mostrado na Figura 4.2. Um esquema do canal de comprimento " dx " de forma sinusoidal foi considerado como o volume de controle diferencial no modelo, como mostrado na Figura 4.3.

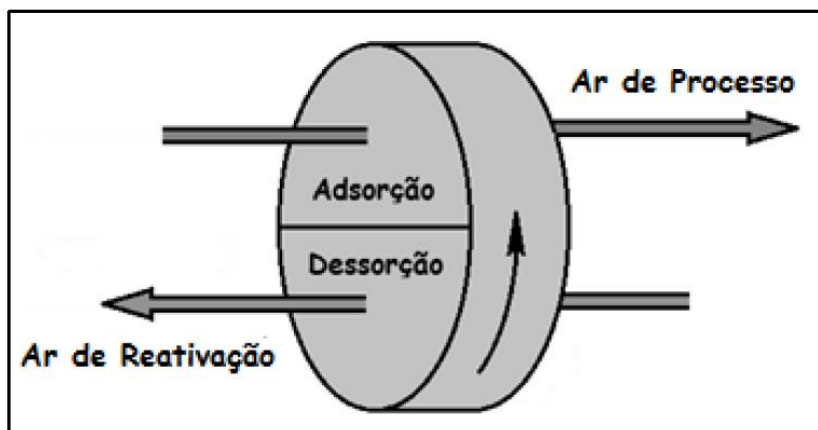


Figura 4.2 - Diagrama do rotor dessecante

Fonte: MELO (2015)

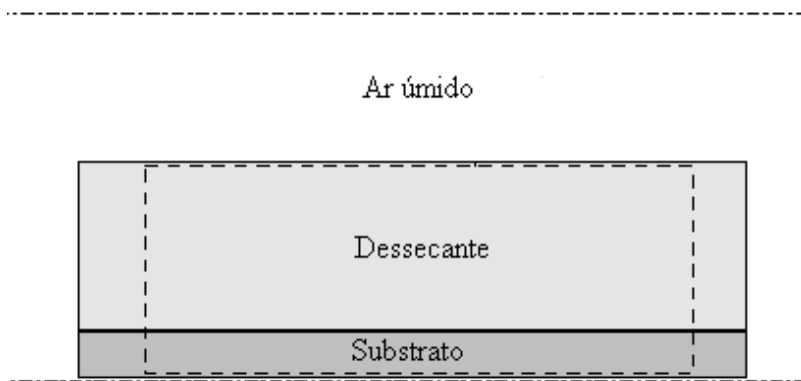


Figura 4.3 - Seção transversal do canal

Fonte: MEDEIROS (2007)

As equações governantes são escritas para a transferência simultânea de calor e de massa, sendo acopladas em um canal à medida que giram em torno do eixo do rotor. Os fenômenos de transportes que ocorrem em um rotor dessecante são usualmente simplificados considerando uma única estrutura de canal, ignorando-se a condução de calor radial e angular entre canais adjacentes. Uma representação exata do rotor dessecante pode ser extremamente complexa, exigindo um esforço computacional proibitivo para obter informações excessivamente detalhadas.

Por conveniência, as seguintes simplificações são assumidas para análise e cálculo: um modelo unidimensional é usado para o ar úmido e para a matriz dessecante; a convecção forçada é dominante; a condução de calor axial e a difusão de vapor de água para o ar são desprezíveis; a difusão molecular axial dentro do dessecante é considerada no modelo GSSR e desprezível no modelo GSR; não existem gradientes radiais de temperatura ou de umidade no substrato da matriz; o fluido é incompressível; o fluxo é laminar e totalmente desenvolvido no canal; a histerese na isoterma de sorção para o material dessecante é negligenciada; os canais que compõem o rotor são idênticos, com áreas de superfície de transferência de calor e de massa constantes; as propriedades físicas e termodinâmicas da matriz são constantes; os canais são considerados adiabáticos e impermeáveis; os coeficientes de transferência de calor e de massa são constantes; o vazamento entre os dois fluxos de ar é negligenciado; a queda de pressão ao longo do canal é desprezível; os efeitos de radiação são negligenciados como resultado de temperaturas relativamente pequenas e nenhuma reação química ocorre, nem existem fontes de energia dentro do rotor dessecante.

4.6.1 Modelo Sem Resistência à Difusão de Massa na Matriz Dessecante (GSR)

As seguintes equações governantes para a transferência simultânea de calor e de umidade em rotores dessecantes, com base nas hipóteses acima, são dadas por:

Equação da conservação de energia para o ar:

$$(\rho c_p A)_a \frac{\partial T_a}{\partial t} + U(\rho c_p A)_a \frac{\partial T_a}{\partial x} + hP_e(T_a - T_m) = 0. \quad (4.1)$$

Equação de conservação de energia para a matriz dessecante:

$$(\rho c_p A)_m \frac{\partial T_m}{\partial t} - \dot{m}' h_{ad} - \dot{m}' c_{p_w}(T_a - T_m) - hP_e(T_a - T_m) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k_d A_d \frac{\partial T_m}{\partial x} \right). \quad (4.2)$$

Equação de conservação de massa para o vapor de água:

$$A_v \frac{\partial \rho_v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_v U A_v) + \dot{m}' = 0. \quad (4.3)$$

Equação de conservação de massa para o ar seco:

$$\frac{\partial \rho_{da}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_{da} U) = 0. \quad (4.4)$$

Equação de conservação de massa para a matriz dessecante:

$$\dot{m}' = \rho_{da} A_d \frac{\partial u}{\partial t}, \quad (4.5)$$

Onde, durante a adsorção e a dessorção, a taxa de massa adsorvida por unidade de comprimento do rotor dessecante ($\dot{m}'$) pode ser calculada por:

$$\dot{m}' = h_m P_e (\rho_v - \rho_{v,m}) \quad (4.6)$$

Onde T_a e T_m são as temperaturas do ar úmido e da matriz dessecante, respectivamente; ρ_v , $\rho_{v,m}$ e ρ_{da} são densidades de vapor no ar, densidade de vapor de água na superfície da matriz e densidade do ar seco, respectivamente; U denota a velocidade do fluxo de ar e u é fração em massa de água no dessecante; t , x , L , h , h_m , h_{ad} denotam tempo, coordenada axial, comprimento do rotor dessecante, coeficiente de transferência de calor convectivo, coeficiente de transferência de massa convectiva e calor de adsorção; ρ , c_p , A , P_e , calor específico, área de secção transversal de um canal e perímetro de passagem de fluxo de um canal. Em todas as equações apresentadas neste trabalho, os índices da, d, a, m, v e w são reservados para ar seco, dessecante, ar úmido, matriz (substrato + dessecante), vapor de água e água, respectivamente.

Com a adição das relações psicrométricas fundamentais para o ar úmido, assim como as relações termodinâmicas e geométricas, a formulação do problema no rotor dessecante torna-se completa. Maiores detalhes da formulação podem ser encontrados em Simonson (1998).

$$P_a = P_{da} + P_v; \quad P_{da} = \rho_{da} R_{da} T_{da} \quad ; \quad P_v = \rho_v R_v T_v \quad (4.7)$$

$$\rho_a = \rho_{da} + \rho_v; \quad \rho_d = \rho_{d,seco}(u+1); \quad \rho_m = \sigma_d \rho_d + \sigma_{sub} \rho_{sub} \quad (4.8)$$

$$h_{fg} = 2500800 - 2307(T - 273.15) \quad (4.9)$$

$$h_{ad} = h^* h_{fg} \quad , \quad h^* = 1 + 0.2843 \exp(-10.28u) \quad (4.10)$$

$$h_m = \frac{h}{c_{p_o} Le} \quad (4.11)$$

$$P_{v,sat} = \exp \left(\frac{-5800.2206}{T} + 1.3914993 + -4.8640239 \cdot 10^{-2} T \right. \\ \left. + 4.1764768 \cdot 10^{-5} T^2 - 1.4452093 \cdot 10^{-8} T^3 + 6.5459673 \ln(T) \right); \quad 273K < T < 473K \quad (4.12)$$

$$c_{p_o} = \frac{\rho_{da} c_{p_{da}} + \rho_v c_{p_v}}{\rho_a}; c_{p_d} = \frac{\rho_{d,seco} (u c_{p_w} + c_{p_{d,seco}})}{\rho_d}; c_{p_m} = \frac{\sigma_d \rho_d c_{p_d} + \sigma_{sub} \rho_{sub} c_{p_{sub}}}{\rho_m} \quad (4.13)$$

$$\sigma_d + \sigma_{sub} = 1; \quad \sigma_d = \frac{A_d}{A_m}; \quad \sigma_{sub} = \frac{A_{sub}}{A_m} \quad (4.14)$$

$$A_d = \delta_d P_e; \quad A_{sub} = \delta_{sub} P_e; \quad A_m = A_{sub} + A_d; \quad A_d = 2ab; \quad (4.15)$$

Onde P é a pressão, R é a constante específica do gás, Le é o número de Lewis da corrente de ar, σ é a fração da área, δ_d e δ_{sub} são as espessuras do dessecante e do substrato; a e b são as dimensões características de altura e de comprimento do canal, respectivamente.

A geometria do canal pode ser aproximada através da curva sinusoidal, como mostrado na Fig. 4.4. A partir do contorno da superfície superior, expressa por $y = a[1 + \cos(\pi x/b)]$ sobre uma superfície plana, o perímetro p_e é determinado pela Eq. (4.16):

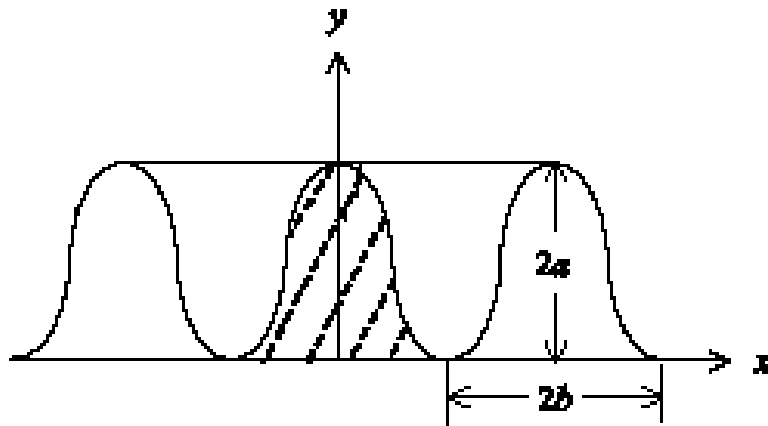


Figura 4.4 -Geometria do canal

Fonte: ZHANG *et al.* (2003)

$$p_e \approx 2b + 2\sqrt{b^2 + (a\pi)^2} \frac{3 + \left(\frac{2b}{a\pi}\right)^2}{4 + \left(\frac{2b}{a\pi}\right)^2} \quad (4.16)$$

A isoterma de sorção que descreve a fração de massa de equilíbrio de vapor de água no dessecante é usada para se obter a densidade de vapor de água na superfície dessecante em função da umidade relativa e da temperatura do ar. As isotermas de adsorção podem ser utilizadas para avaliar a capacidade de desumidificação e de regeneração de materiais

dessecantes (ZHENG *et al.* 2014). Além disso, usando-se o fato de que a densidade do vapor de água na superfície da matriz será igual à densidade do vapor de água no ar em equilíbrio, obtêm-se as seguintes equações:

Equação geral:

$$u = \frac{fu_m}{1 - C + C/\phi}; \quad \rho_{v,m} = \frac{P_{v,sat}(T_m)}{R_v T_m} \frac{C}{\left(\frac{fu_m}{u} - 1 + C\right)}, \quad (4.17)$$

Equação de Langmuir:

$$u = \frac{u_m C_1 \phi}{1 + C_1 \phi}; \quad \rho_{v,m} = \frac{P_{v,sat}(T_m)}{R_v T_m} \frac{u}{(u_m - u)C_1}, \quad (4.18)$$

Equação de Freundlich:

$$u = 0.24\phi^{1/1.5}; \quad \rho_{v,m} = \frac{P_{v,sat}(T_m)}{R_v T_m} \left(\frac{u}{0.24}\right)^{1/1.5}, \quad (4.19)$$

Equação de Pesaran:

$$\phi = 0.0078 - 0.05759u + 24.16554u^2 - 124.78u^3 + 204.226u^4; \quad \rho_{v,m} = \frac{P_{v,sat}(T_m)}{R_v T_m} \phi, \quad (4.20)$$

Onde u_m é o coeficiente empírico utilizado na isoterma de sorção, que descreve a capacidade máxima de adsorção de umidade do dessecante; C e C_1 são as constantes que descrevem a forma da curva de sorção e ϕ é a umidade relativa do ar.

4.6.2 Modelo com Resistência à Difusão na Matriz Dessecante (GSSR)

O modelo matemático GSSR considera a resistência à difusão de massa na matriz dessecante e as equações utilizadas são obtidas de Ge *et al.* (2010). Essas equações são derivadas das leis fundamentais de transferência de calor e de massa. Tomando-se a

conservação de calor e de massa, as quatro equações governantes foram derivadas para o ar úmido e material dessecante, como segue:

Equação de conservação de energia para o ar:

$$\rho_{da} (C_{p_{da}} + Y_a C_{p_v}) (A_t A_r) \left(\frac{\partial T_a}{\partial t} + U \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) = h P_e (T_d - T_a) - h_m P_e (Y_d - Y_a) C_{p_v} (T_d - T_a) \quad (4.21)$$

Equação de conservação de energia para a matriz dessecante:

$$\rho_{sub} C_{p_{sub}} (1 - \varepsilon) (1 - A_r) (1 - \Phi) A_t \frac{\partial T_d}{\partial t} + \rho_d C_{p_d} (1 - \varepsilon) (1 - A_r) \Phi A_t \left(\frac{\partial T_d}{\partial t} - \frac{k_d}{\rho_d C_{p_d}} \frac{\partial^2 T_d}{\partial x^2} \right) = h P_e (T_a - T_d) + h_m P_e (Y_a - Y_d) C_{p_v} (T_a - T_d) + h_m P_e (Y_a - Y_d) h_{ad} \quad (4.22)$$

Equação de conservação de massa para o ar úmido:

$$\rho_{da} A_t A_r \left(\frac{\partial Y_a}{\partial t} + U \frac{\partial Y_a}{\partial x} \right) = h_m P_e (Y_d - Y_a) \quad (4.23)$$

Equação de conservação de massa para a matriz dessecante:

$$\varepsilon (1 - A_r) A_t \rho_{da} \frac{\partial Y_d}{\partial t} + (1 - \varepsilon) (1 - A_r) A_t \Phi \rho_d \frac{\partial u}{\partial t} = \rho_d (1 - \varepsilon) (1 - A_r) A_t \Phi D_s \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \rho_{da} \varepsilon (1 - A_r) A_t D_{comb} \frac{\partial^2 Y_d}{\partial x^2} + h_m P_e (Y_a - Y_d) \quad (4.24)$$

Onde T_d é a temperatura dessecante, ε é a porosidade do dessecante. Nas equações, os subíndices “sub”, “d” e “a” referem-se a substrato, dessecante e ar, respectivamente.

O vapor pode se difundir através de poros de dessecante por três mecanismos, a saber: difusão de superfície, difusão ordinária e difusão de Knudsen com coeficientes de difusão de D_s , D_o , e D_k . O coeficiente de difusão ordinário e o coeficiente de difusão de Knudsen são combinados pela difusividade combinada D_{comb} . Segundo Pesaran e Mills (1987), esses coeficientes podem ser estimados pelas seguintes expressões,:

$$D_{comb} = \frac{1}{\tau} \left(\frac{1}{D_0} + \frac{1}{D_k} \right)^{-1}; D_s = \frac{1.6 \times 10^{-6}}{\tau} e^{\left(-0.974 \times 10^{-3} \frac{h_{ads}}{T_d} \right)}; D_o = 1.735 \times 10^{-4} \frac{T_d^{1.685}}{P_a}; D_k = 97r \left(\frac{T_d}{M} \right)^{0.5} \quad (4.25)$$

Onde τ é o fator de tortuosidade que considera o aumento no comprimento de difusão devido ao trajeto tortuoso de poros reais e seu valor é de 2,8 para sílica gel de densidade regular, r é o raio de poro do adsorvente, P_a é a pressão atmosférica (Pa) e M é o peso molecular da água.

Como a equação de conservação de massa para a matriz dessecante é uma função de duas variáveis, é necessário reescrevê-la em termos de razão de umidade e de temperatura, como:

$$du = \psi dY_d + \lambda dT_d \quad (4.26)$$

Onde

$$\psi = \left. \frac{\partial u}{\partial Y_d} \right|_T; \quad \lambda = \left. \frac{\partial u}{\partial T_d} \right|_{Y_d} \quad (4.27)$$

Usando a equação de Clapeyron para representar a pressão de vapor de saturação e assumindo uma pressão atmosférica padrão de 101.325 Pa, dando a relação entre a umidade relativa e a razão de umidade (MAJUMDAR, 1998), como:

$$\frac{\phi}{Y_d} = 10^{-6} e^{\frac{5294}{T_d}} - 1.61\phi \quad (4.28)$$

O segundo termo do lado direito da equação terá geralmente menos de 5% de efeito, portanto, pode ser negligenciado. As Eqs. ((4.17) - (4.20)) foram reorganizadas em função da razão de umidade e temperatura e a Eq. (4.28) foi substituída na Eq. (4.27). Para obter as derivadas das Eqs. ((4.29), (4.31), (4.33) e (4.35)), foi utilizado o software máximo com licença livre.

Equação geral:

$$u(Y_d, T_d) = \frac{f u_m}{\frac{C 10^6 e^{-5294/T_d}}{Y_d} - C + 1} \quad (4.29)$$

derivando em relação à razão de umidade e temperatura no dessecante,

$$\psi = \frac{f u_m C 10^6 e^{-5294/T_d}}{\left(\frac{C 10^6 e^{-5294/T_d}}{Y_d} - C + 1 \right)^2 Y_d^2} ; \quad \lambda = \frac{-5294 f u_m C 10^6 e^{-5294/T_d}}{T_d^2 \left(\frac{C 10^6 e^{-5294/T_d}}{Y_d} - C + 1 \right)^2 Y_d} \quad (4.30)$$

Equação de Langmuir:

$$u(Y_d, T_d) = \frac{u_m C_1 \left(Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} \right)}{1 + C_1 \left(Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} \right)} \quad (4.31)$$

derivando em relação à razão de umidade e temperatura no dessecante,

$$\psi = \frac{u_m C_1 10^{-6} e^{5294/T_d}}{C_1 Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} + 1} - \frac{u_m C_1^2 Y_d 10^{-12} e^{10588/T_d}}{\left(C_1 Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} + 1 \right)^2} ;$$

$$\lambda = \frac{2647 u_m C_1^2 Y_d^2 10^{-11} e^{10588/T_d}}{5 T_d^2 \left(C_1 Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} + 1 \right)^2} - \frac{2647 u_m C_1 Y_d 10^{-5} e^{5294/T_d}}{5 T_d^2 \left(C_1 Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} + 1 \right)} \quad (4.32)$$

Equação de Freundlich:

$$u(Y_d, T_d) = 0.24 \left(Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} \right)^{1/1.5} \quad (4.33)$$

derivando em relação à razão de umidade e temperatura no dessecante,

$$\psi = \frac{1.6 \cdot 10^{-5} e^{10588/T_d}}{Y_d^{1/3}} \quad ; \quad \lambda = -\frac{0.084704 e^{10588/3T_d} Y_d^{2/3}}{T_d^2} \quad (4.34)$$

Equação de Pesaran:

$$\begin{aligned} u(Y_d, T_d) = & -0.00561389934184699 + 1.6685899396132 \left(Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} \right) \\ & -14.3703766925724 \left(Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} \right)^2 + 80.0571333592495 \left(Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} \right)^3 \\ & -213.4759504706 \left(Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} \right)^4 + 290.381530324824 \left(Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} \right)^5 \\ & -196.316274030517 \left(Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} \right)^6 + 52.4522087727767 \left(Y_d 10^{-6} e^{5294/T_d} \right)^7 \end{aligned} \quad (4.35)$$

derivando em relação à razão de umidade e temperatura no dessecante,

$$\begin{aligned} \psi = & 3.67165461409437 \cdot 10^{-40} \left(Y_d^6 e^{37058/T_d} \right) - 1.177897644183102 \cdot 10^{-33} \left(Y_d^5 e^{31764/T_d} \right) \\ & + 1.45190765162412 \cdot 10^{-27} \left(Y_d^4 e^{26470/T_d} \right) - 8.539038018823999 \cdot 10^{-22} \left(Y_d^3 e^{21176/T_d} \right) \\ & + 2.401714000777485 \cdot 10^{-16} \left(Y_d^2 e^{15882/T_d} \right) - 2.87407533851448 \cdot 10^{-11} \left(Y_d e^{10588/T_d} \right) + \\ & 1.6685899396132 \cdot 10^{-6} \left(e^{5294/T_d} \right) \\ \lambda = & \frac{\begin{pmatrix} -1.943773952701559 \cdot 10^{-36} \left(Y_d^7 e^{37058/T_d} \right) + 6.235790128305342 \cdot 10^{-30} \left(Y_d^6 e^{31764/T_d} \right) \\ -7.686399107698092 \cdot 10^{-24} \left(Y_d^5 e^{26470/T_d} \right) + 4.520566727165425 \cdot 10^{-18} \left(Y_d^4 e^{21176/T_d} \right) \\ -1.271467392011601 \cdot 10^{-12} \left(Y_d^3 e^{15882/T_d} \right) + 1.521535484209566 \cdot 10^{-7} \left(Y_d^2 e^{10588/T_d} \right) \\ -0.008833515140312281 \left(Y_d e^{5294/T_d} \right) \end{pmatrix}}{T_d^2} \end{aligned} \quad (4.36)$$

Onde ψ reflete a inclinação de u para Y_d , e é uma variável adimensional. O diferencial parcial λ reflete a inclinação de u para T_d , e sua unidade K^{-1} .

Consequentemente,

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \psi \frac{\partial Y_d}{\partial t} + \lambda \frac{\partial T_d}{\partial t} \quad ; \quad \frac{\partial u}{\partial x} = \psi \frac{\partial Y_d}{\partial x} + \lambda \frac{\partial T_d}{\partial x} \quad (4.37)$$

Substituindo a Eq. (4.37) na Eq. (4.24), pode ser obtido,

$$\begin{aligned} \varepsilon(1-A_r)A_t\rho_{da}\left(\frac{1}{\psi}\frac{\partial u}{\partial t}-\frac{\varphi}{\psi}\frac{\partial T_d}{\partial t}\right)+(1-\varepsilon)(1-A_r)A_t\Phi\rho_d\frac{\partial u}{\partial t}=\rho_d(1-\varepsilon)(1-A_r)A_t\Phi D_s\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \\ +\rho_{da}\varepsilon(1-A_r)A_tD_{comb}\left(\frac{1}{\psi}\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}-\frac{\varphi}{\psi}\frac{\partial^2 T_d}{\partial x^2}\right)+h_mP_e(Y_a-Y_d) \end{aligned} \quad (4.38)$$

4.6.3 Condições Iniciais e de Contorno

As condições iniciais e de contorno para o fluxo de processo e de regeneração são as seguintes:

Condições iniciais:

$$T_a(0,x)=T_0 \quad ; \quad T_m(0,x)=T_0 \quad ; \quad \rho_v(0,x)=\rho_0 \quad ; \quad u(0,x)=u_0 \quad . \quad (4.39)$$

Condições de contorno para fluxo de ar de processo:

$$T_a(t,0)=T_{a_{p,in}}(t) \quad ; \quad \rho_v(t,0)=\rho_{v_{p,in}}(t) \quad ; \quad U(t,0)=U_{a_{p,in}}(t) \quad . \quad (4.40)$$

Condições de contorno para fluxo de ar de regeneração:

$$T_a(t,L)=T_{a_{e,in}}(t) \quad ; \quad \rho_v(t,L)=\rho_{v_{e,in}}(t) \quad ; \quad U(t,L)=U_{a_{e,in}}(t) \quad (4.41)$$

Condições de contorno na matriz dessecante:

$$\left.\frac{\partial T_m}{\partial x}\right|_{x=0}=\left.\frac{\partial T_m}{\partial x}\right|_{x=L}=0 \quad ; \quad \left.\frac{\partial u}{\partial x}\right|_{x=0}=\left.\frac{\partial u}{\partial x}\right|_{x=L}=0 \quad (4.42)$$

4.3 TRATAMENTO NUMÉRICO

As equações governantes ((4.1) - (4.5)) modelo GSR ou ((4.21) - (4.23)), (4.4) e (4.38) modelo GSSR, sujeitas às condições iniciais e de contorno ((4.39) - (4.42)), em conjunto com o arranjo de variáveis desencontrado, foram resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos (PATANKAR, 1980 e MALISKA, 2004). A velocidade foi resolvida nas faces de cada controle de volume e todas as demais variáveis dependentes e propriedades foram resolvidas nos nós. O esquema (UDS) foi usado para o ar e o esquema de diferenças centrais (CDS) foi usado para a matriz. Os sistemas lineares foram resolvidos pela técnica de iteração de Gauss-Seidel com sobre-relaxação sucessiva (SOR) e, para acelerar a convergência, a equação de energia na matriz foi resolvida usando-se o Algoritmo de Matriz TriDiagonal.

O processo iterativo para obter a solução foi delineado nas seguintes etapas:

1. Estimar os parâmetros e propriedades.
2. Resolver Equações para a temperatura da matriz, a densidade do vapor de água, a velocidade do ar, a fração de água na matriz dessecante, temperatura do ar de uma forma sequenciada, respectivamente.
3. Atualizar a taxa de massa adsorvida através da Eq. (4.6).
4. Retornar ao passo 2 até chegar a uma solução convergida. Em seguida, a solução prossegue para o próximo passo de tempo e repete o procedimento novamente até que uma solução periódica de estado quase estável seja atingida.

O seguinte critério de convergência foi utilizado para testar a convergência a cada passo de tempo:

$$\sum_{i=1}^n (\chi_i^{j+1} - \chi_i^j) / (n |\chi_{\max} - \chi_{\min}|) \leq 1 \times 10^{-4} \quad (4.43)$$

Onde χ foram as propriedades estimadas nas equações governantes.

A solução periódica foi atingida quando a diferença entre o balanço de massa e de energia foi negligenciada para um ciclo completo. Para verificar a solução periódica, o seguinte critério foi utilizado (SIMONSON, 1998):

$$\left| \frac{\dot{m}_{pr} (Y_{pr,in} - Y_{pr,out}) - \dot{m}_{reg} (Y_{reg,out} - Y_{reg,in})}{\dot{m}_{min} (Y_{pr,in} - Y_{reg,in})} \right| \leq 5 \times 10^{-3};$$

$$\left| \frac{\dot{m}_{pr} (H_{pr,in} - H_{pr,out}) - \dot{m}_{reg} (H_{reg,out} - H_{reg,in})}{\dot{m}_{min} (H_{pr,in} - H_{reg,in})} \right| \leq 5 \times 10^{-3},$$
(4.44)

Onde Y e H foram a razão de umidade e a entalpia total, respectivamente.

4.4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados para os modelos com e sem resistência à difusão de massa foram apresentados nessa seção.

4.4.1 Validação Numérica

Os modelos GSR e GSSR são comparados com um modelo bidimensional proposto por Zhang e Niu (2002). Os seguintes parâmetros do rotor e as propriedades físicas da matriz dessecante foram utilizados na presente investigação: o material dessecante utilizado é a sílica gel; a geometria dos canais no rotor é sinusoidal, com uma largura de 4,35 mm e uma altura de 1,74 mm; o comprimento (L) do rotor é 0,1 m; a espessura do dessecante é de 0,075 mm e a espessura do substrato é de 0,025 mm; as propriedades da matriz (dessecante mais substrato) são as seguintes: $\rho_d=1129 \text{ kg/m}^3$, $C_{p,d}=921 \text{ J/kg K}$, $k_d=0,2 \text{ W/(m K)}$, $m_d= 15,0 \text{ kg}$ matriz dessecante, $C_{p,sub}=1030 \text{ J/(kg K)}$, $\rho_{sub}=625 \text{ kg/m}^3$, $\sigma_d=0,75$. (fração do dessecante na matriz); a rotação do rotor é de 0,5 rpm; e os coeficientes do isoterma de sorção são $C = 1$, $f=0,75$, $u_{max}=0,25 \text{ kg}$ de vapor de água por kg de dessecante.

Para se obter um tamanho da malha e um passo de tempo aceitáveis para a solução numérica, o número de passos espaciais e temporais varia para as condições de entrada do lado de processo e para as condições de entrada do lado de regeneração. Note-se que um refinamento da malha foi realizado para os resultados que são apresentados. Com base nessa investigação, foram escolhidos 100 volumes ao longo da direção axial do rotor e passo de tempo igual a 10^{-2} s para todas as simulações subsequentes. Os ensaios foram realizados com malhas mais refinadas, mas a variação das propriedades para as malhas acima mencionadas foi inferior a 1%.

O perfil da temperatura em três seções da direção axial do rotor pode ser visto na Fig. 4.5. As variações das temperaturas da entrada de ar e no meio do canal são representadas em função do tempo (dois ciclos). Os valores em três posições locais na parede do canal (um perto da entrada do ar do processo, um na metade do dessecante e outro perto do ar de saída do processo) também são plotados na figura.

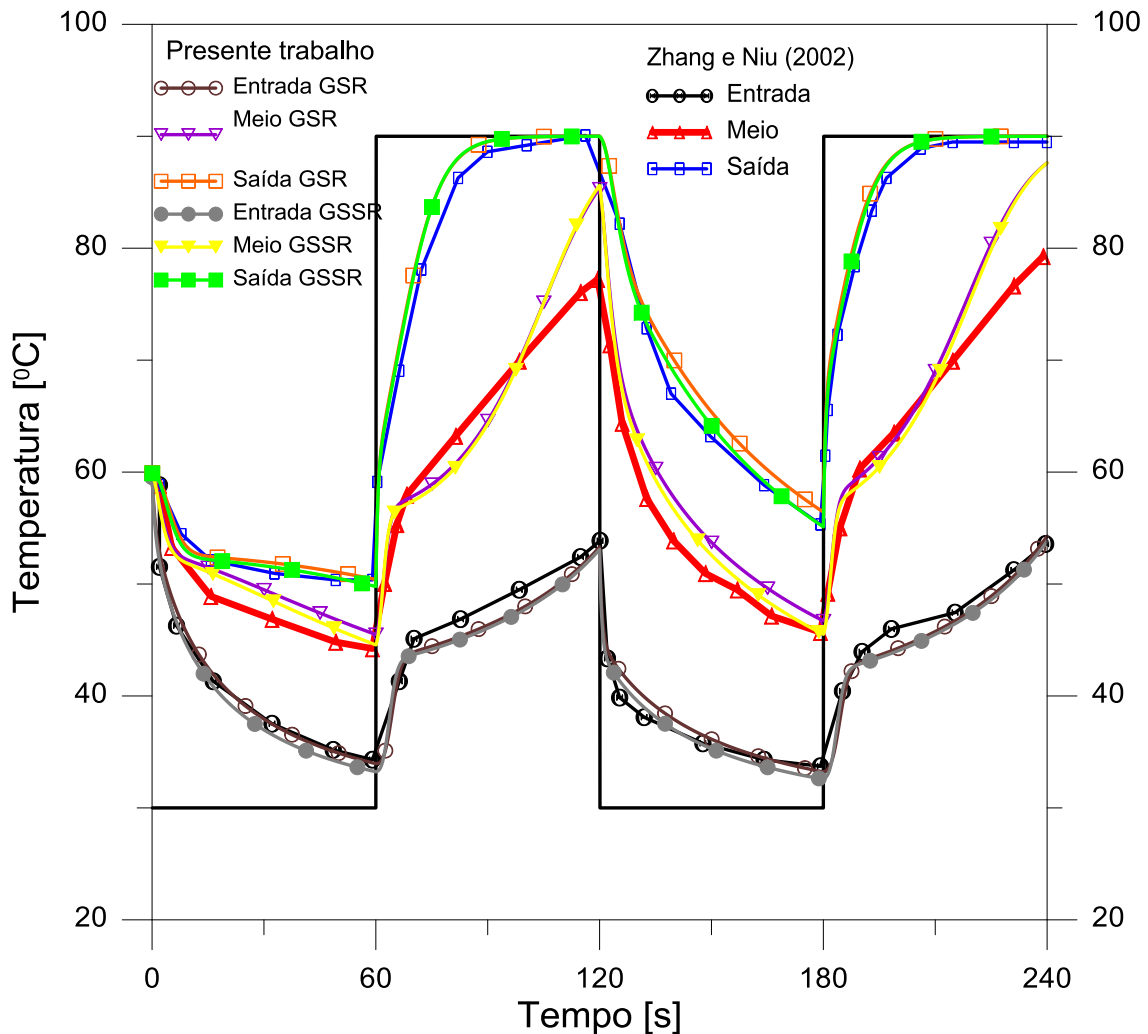


Figura 4.5 -Perfil de temperatura em três seções na direção axial do rotor
Fonte: Dados gerados pelo autor

A Figura 4.5 mostra que, para o ar do processo a 30 °C, 21 g / kg, a desumidificação ocorrerá de 0 a 60 s e de 120 a 180 s, enquanto a regeneração ocorre de 60 a 120 s e de 180 a 240 s para o ar de regeneração a 90 ° C, 21 g / kg. Pode-se notar que durante os períodos de desumidificação, há, inicialmente, um rápido decréscimo na temperatura do rotor próximo à entrada do ar de processo e uma lenta diminuição da temperatura do rotor na saída do ar de processo. Além disso, o vapor de água está sendo adsorvido no dessecante, gerando calor de sorção, assim, retardando a frente de

propagação térmica. Para o período de dessorção, há um rápido aumento na temperatura do rotor próximo à entrada do ar de regeneração e um lento decréscimo na temperatura do rotor próximo à saída do ar de regeneração. Como esperado, a dessorção ocorre em oposição ao que ocorre na adsorção. Além disso, comparando as curvas de temperatura obtidas usando o GSR e GSSR, observa-se uma boa concordância com o modelo de referência.

O perfil de razão de umidade em três seções da direção axial do rotor pode ser visto na Fig. 4.6. As variações da razão de umidade no dessecante dentro do canal são plotadas em função do tempo (dois ciclos). Os valores em três posições locais na parede do canal (próximo à entrada do ar do processo, metade do dessecante, próximo à saída do ar de processo) também são plotados na figura.

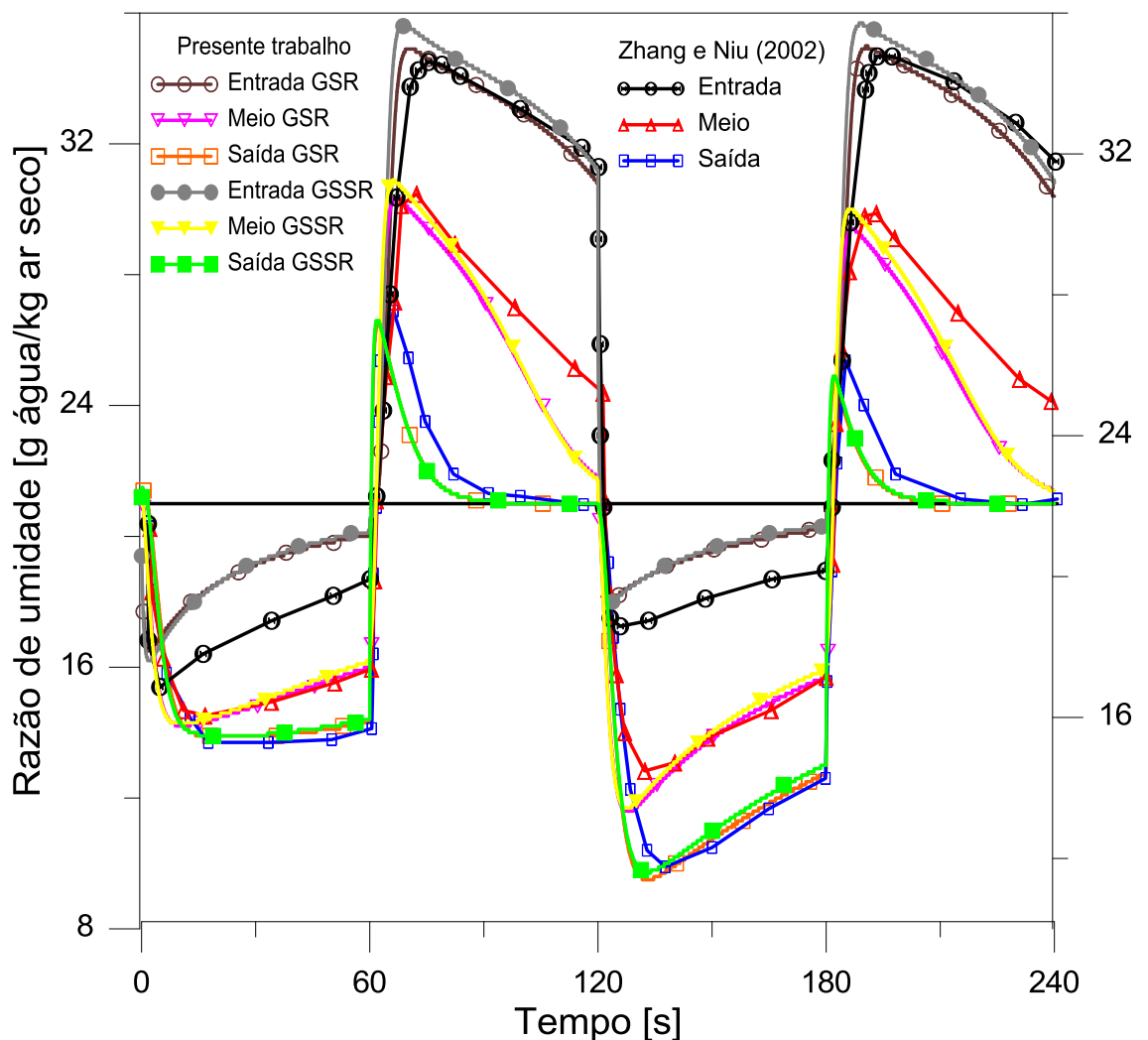


Figura 4.6 -Perfil razão de umidade em três seções na direção axial do rotor
 Fonte: Dados gerados pelo autor

A Figura 4.6 mostra que, para o ar do processo a 30 °C, 21 g / kg, a desumidificação ocorrerá de 0 a 60 s e de 120 a 180 s, enquanto a regeneração ocorrerá de 60 a 120 s e de 180 a 240 s para o ar de regeneração a 90 °C, 21 g / kg. Pode-se notar que, durante os períodos de desumidificação, há um aumento da razão de umidade do rotor nas três seções analisadas. Isso ocorre porque a razão de umidade no dessecante é menor que a do ar, fazendo com que o vapor de água seja adsorvido no dessecante. Para o período de dessorção, há uma redução da razão de umidade do rotor nas três seções analisadas. Isso ocorre porque o fluxo de ar aquecido expulsa o vapor de água aprisionado no dessecante.

Além disso, comparando as curvas de razão de umidade obtidas usando os modelos GSR e GSSR, observa-se uma boa concordância com o modelo de referência.

A Tabela 4.1 apresenta as propriedades médias nas seções de saída do rotor dessecante. Os dados de entrada do ar de processo foram: Temperatura de 30,0 °C e razão de umidade de 21,0 g/kg. Já para a regeneração foram Temperatura de 90,0 °C e razão de umidade de 21,0 g/kg. A partir desta tabela, é possível observar o aumento da temperatura e a redução da razão de umidade na saída da seção de adsorção e o aumento da razão de umidade e redução da temperatura na saída da seção de dessorção.

Comparando os resultados do presente trabalho usando os modelos com e sem resistência à difusão de massa com os obtidos por Zhang e Niu (2002), mostrados em Tab. 4.1, pode-se inferir novamente que o modelo sem resistência à difusão de massa apresenta um bom ajuste de temperatura e razão de umidade nas seções de processo e de regeneração. Enquanto o modelo com resistência de massa fornece um excelente ajuste de temperatura e razão de umidade nas seções de processo e de regeneração.

Tabela 4.1 -Validação numérica do rotor dessecante

Fonte: Dados gerados pelo autor

Saída	Zhang e Niu (2002)	Presente trabalho	
	Numérico	Modelo GSR	Modelo GSSR
Ar de processo	63,1 °C	65,9 °C	64,8 °C
	12,1 g/kg	11,7 g/kg	12,0 g/kg
Ar de regeneração	53,3 °C	53,9 °C	53,4 °C
	31,2 g/kg	30,3 g/kg	30,9 g/kg

A Figura 4.7, abaixo, mostra quatro isotermas de sorção para sílica gel, utilizando várias equações com coeficientes pré-determinados. Comparando as várias isotermas, (eqs. (4.17) - (4.20)), observa-se uma grande variação da fração de massa de vapor de água no dessecante na figura em função da umidade relativa. O efeito das isotermas de sorção na predição da razão de umidade e da temperatura do rotor dessecante é apresentado na Tabela 4.2.

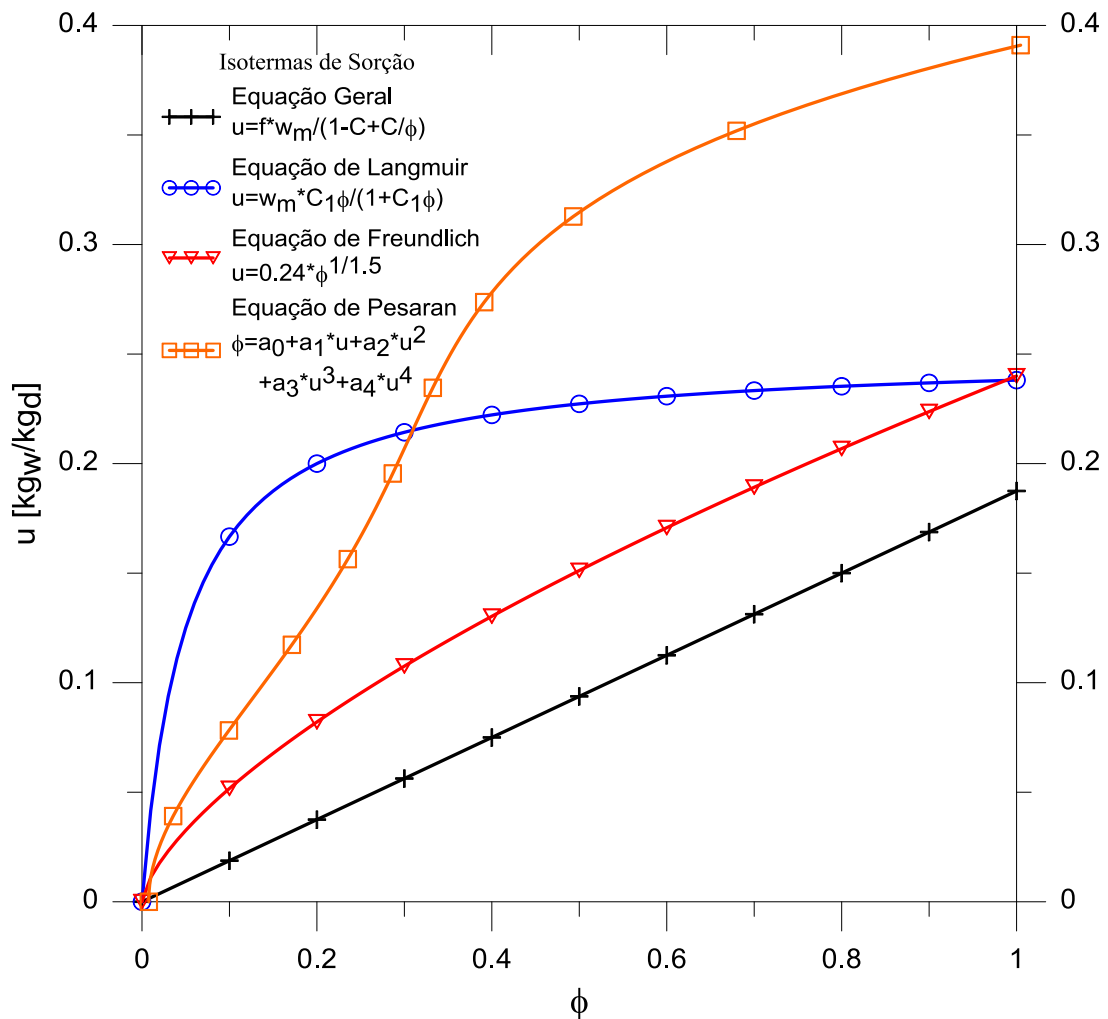


Figura 4.7 - Comparação entre isotermas de sorção

Fonte: Dados gerados pelo autor

Tabela 4.2 -Comparação entre isotermas de sorção

Fonte: Dados gerados pelo autor

Ar de saída	Modelo GSR			
	Geral	Langmuir	Freundlich	Pesaran
Ar de processo	65.9 °C	67.1 °C	66.4 °C	65.9 °C
	11.7 g/kg	11.2 g/kg	10.8 g/kg	10.3 g/kg
Ar de regeneração	53.9 °C	52.9 °C	53.6 °C	54.1 °C
	30.3 g/kg	30.8 g/kg	31.2 g/kg	31.7 g/kg
Ar de saída	Modelo GSSR			
	Geral	Langmuir	Freundlich	Pesaran
Ar de processo	64.8 °C	64.3 °C	65.0 °C	64.3 °C
	12.0 g/kg	10.5 g/kg	10.7 g/kg	10.0 g/kg
Ar de regeneração	53.4 °C	54.0 °C	53.2 °C	53.9 °C
	30.9 g/kg	32.6 g/kg	32.3 g/kg	33.1 g/kg

Os resultados na Tabela 4.2 mostram que a temperatura e a razão de umidade do rotor dessecante é muito sensível à isoterma de sorção do dessecante em condições operacionais. Testando as equações das isotermas de adsorção Geral, Langmuir, Freundlich e Pesaran, observou-se que a melhor equação entre os resultados numéricos da razão de umidade do ar de saída e a temperatura com os dados numéricos de referência foi a Equação geral. Observa-se que, dependendo da isoterma, podem ocorrer variações na razão de umidade e na temperatura, respectivamente, de cerca de 2g e 1 °C, na saída do rotor dessecante. E isso pode influenciar significativamente na eficiência do equipamento para desumidificação do ar, dificultando a obtenção do conforto térmico desejado, quando utilizado em um sistema de condicionamento de ar dessecante.

4.4.2 Validação Experimental

A validação dos modelos GSR e GSSR é agora apresentada nas Tabelas 4.3 e 4.4. Os resultados do presente trabalho são comparados com os obtidos por Ando *et al.* (2005) e Kodama *et al.* (2001).

A partir da Tabela 4.3, pode-se observar que um bom ajuste entre os resultados do presente trabalho e os resultados experimentais obtidos por Ando *et al.* (2005), utilizando-

se o modelo sem resistência à difusão de massa, em termos de razão de umidade e temperatura, para o ar de saída no processo e na regeneração. Considerando o modelo de resistência à difusão de massa, obteve-se um excelente ajuste em termos de razão de umidade e temperatura, na saída do ar de processo e ar de regeneração.

Tabela 4.3 -Validação experimental do rotor dessecante

Fonte: Dados gerados pelo autor

Saída	Ando <i>et al.</i> (2005)	Presente trabalho	
	Experimental	Modelo GSR	Modelo GSSR
Ar de processo	55.5 °C	54.9 °C	53.7 °C
	9.5 g/kg	9.7 g/kg	9.3 g/kg
Ar de regeneração	43.2 °C	41.9 °C	42.6 °C
	21.2 g/kg	20.1 g/kg	20.8 g/kg

Tabela 4.4 -Comparação entre isotermas de sorção

Fonte: Dados gerados pelo autor

Ar de saída	Experimental	Modelo GSR			
		Geral	Langmuir	Freundlich	Pesaran
Ar de processo	55.5 °C	54.7 °C	56.4 °C	54.9 °C	55.5 °C
	9.5 g/kg	9.6 g/kg	10.3 g/kg	9.7 g/kg	9.9 g/kg
Ar de regeneração	43.2 °C	41.7 °C	40.7 °C	41.9 °C	42.4 °C
	21.2 g/kg	20.1 g/kg	19.0 g/kg	20.1 g/kg	19.2 g/kg
Ar de saída	Experimental	Modelo GSSR			
		Geral	Langmuir	Freundlich	Pesaran
Ar de processo	55.5 °C	54.4 °C	54.4 °C	53.7 °C	54.3 °C
	9.5 g/kg	9.9 g/kg	9.6 g/kg	9.3 g/kg	9.5 g/kg
Ar de regeneração	43.2 °C	41.6 °C	42.1 °C	42.6 °C	43.2 °C
	21.2 g/kg	20.1 g/kg	20.4 g/kg	20.8 g/kg	20.1 g/kg

Os resultados na Tabela 4.4 mostram que a temperatura e a razão de umidade do rotor dessecante são muito sensíveis à isoterma de sorção do dessecante em condições operacionais. Testando as equações das isotermas de adsorção Geral, Langmuir, Freundlich e Pesaran, observou-se que a melhor equação entre os resultados numéricos da

razão de umidade do ar de saída e a temperatura com os dados numéricos de referência foi a equação Pesaran. Observa-se que, dependendo da isoterma, podem ocorrer variações na razão de umidade e na temperatura, respectivamente, de cerca de 1 g e 2 °C, na saída do rotor dessecante. E isso, mais uma vez, pode influenciar significativamente na eficiência do equipamento para desumidificação do ar, dificultando a obtenção do conforto térmico desejado, quando utilizado em um sistema de condicionamento de ar dessecante.

Tabela 4.5 -Validação experimental do rotor dessecante

Fonte: Dados gerados pelo autor

Saída	Kodama <i>et al.</i> (2001)		Presente trabalho	
	Experimental	Numérico	Modelo GSR	Modelo GSSR
Ar de processo	55.3 °C	57.0 °C	55.2 °C	54.5 °C
	4.7 g/kg	4.3 g/kg	4.9 g/kg	5.0 g/kg
Ar de regeneração	56.3 °C	54.1 °C	52.3 °C	52.2 °C
	18.2 g/kg	19.0 g/kg	18.5 g/kg	19.2 g/kg

A partir da Tabela 4.5, pode-se observar que um bom ajuste entre os resultados do presente trabalho e os resultados experimentais obtidos por Kodama *et al.* (2001), em termos de razão de umidade e temperatura, isso foi obtido usando-se os modelos com e sem resistência à difusão de massa para as saídas do ar de processo e de regeneração.

4.5 CONCLUSÕES

No presente trabalho, o desempenho de um rotor dessecante foi investigado através da simulação de dois modelos unidimensionais com rotores dessecantes com e sem os efeitos de resistência à difusão de massa. Os modelos matemáticos simulando o processo de transferência de calor e de massa de rotores de desumidificação foram estabelecidos e validados por dados numéricos e experimentais disponíveis na literatura. As equações governantes foram numericamente resolvidas para estimar seu desempenho em diferentes condições de operação.

Na validação numérica, os resultados através do modelo de resistência à difusão são fisicamente consistentes e se ajustam melhor aos dados de referência do que o modelo sem resistência à difusão de massa, com erros máximos de 3% e 4%, respectivamente. Por

consequente, deve considerar o efeito observado da resistência à difusão em massa que interfere na quantidade de massa adsorvida e dessorvida no rotor dessecante.

Dados experimentais de dois rotores dessecantes reais foram utilizados para validar o modelo. Os resultados da simulação estão em excelente concordância com os dados experimentais obtidos em Ando *et al.* (2005), com erro máximo de 5%. Os resultados da simulação estão em boa concordância com os dados experimentais de Kodama *et al.* (2001), com erro máximo de 7%. Nos casos simulados, os resultados numéricos obtidos com os modelos (GSR) e (GSSR) são semelhantes e podem representar o comportamento do rotor dessecante. O efeito da isoterma de adsorção no desempenho do rotor dessecante é investigado. Testando as equações isotérmicas de adsorção de General, Langmuir, Freundlich e Pesaran, observou-se que os melhores resultados numéricos da relação de umidade do ar de saída e temperatura com os dados numéricos e experimentais de referência foram a Equação geral com os de Zhang e Niu (2002) e Pesaran Equação com os de Ando *et al.* (2005), respectivamente. Portanto, a isoterma de sorção interfere na condição de saída do rotor dessecante e pode influenciar significativamente na efetividade do equipamento para desumidificar o ar, tornando difícil obter o conforto térmico desejado em um sistema de condicionamento de ar dessecante. Além disso, as características físicas e construtivas, as condições operacionais e o tipo de material dessecante interferem no desempenho de um rotor dessecante.

CAPÍTULO V

EVAPORADORES E CONDENSADORES TIPO TUBO ALETADO

5.1 INTRODUÇÃO

Um evaporador é um tipo de trocador de calor utilizado em sistemas de refrigeração nos quais o fluido refrigerante na fase líquida é vaporizado com o objetivo de absorver calor de um espaço ou produto. Um condensador é um tipo de trocador de calor utilizado em sistemas de refrigeração nos quais o fluido refrigerante na fase gasosa é condensado com o objetivo de rejeitar o calor para o ambiente externo. Os trocadores de calor são equipamentos empregados para transferir energia térmica entre fluidos ou sólidos, mantidos em contato térmico em diferentes temperaturas (SHAH e SEKULIC, 2003).

Os trocadores de calor geralmente são classificados em função da configuração do escoamento e do tipo construtivo. Em relação ao escoamento, os fluidos podem se movimentar paralelamente e em contracorrente. Alternativamente, os fluidos podem se mover em escoamento cruzado (transversal), onde podem ser misturados para um dos fluidos ou não misturados para ambos os fluidos. O fluxo misturado está livre para escoar paralelamente aos tubos. O fluxo não misturado ocorre quando as aletas forçam o escoamento do fluido através do espaço entre estas e evitam que ele se mova paralelo aos tubos. Em relação ao tipo construtivo, os trocadores de calor são divididos por grupos: tubulares, de placa e de superfície estendida.

Os trocadores tubulares são construídos com tubos circulares. Um dos fluidos escoa internamente enquanto o outro escoa pela parte externa. O diâmetro do tubo, o número de tubos e o comprimento do tubo podem ser alterados, conferindo muita flexibilidade ao projeto.

Os trocadores de calor de placa são construídos com placas finas formando canais. Eles são usados para transferir calor quando se utiliza gás, líquido ou fluidos em regime bifásico.

Os trocadores de calor classificados como de superfície estendida têm aletas sobre sua superfície primária (tubo ou placa). Geralmente, esses trocadores são empregados em

situações em que pelo menos um dos fluidos é um gás. O uso de aletas é necessário porque o coeficiente de convecção dos gases é muito baixo em relação aos líquidos (SOUZA, 1996).

Os trocadores de calor do tipo tubo aletado são amplamente empregados como evaporadores e condensadores, uma vez que: (i) podem ser fabricados em diversas geometrias; (ii) permitem o aumento da área de contato com o fluido que apresenta a maior resistência térmica; (iii) proporcionam substanciais economias de custo, peso ou espaço quando comparados a outros tipos de trocadores de calor.

O dimensionamento do evaporador tem importância fundamental, uma vez que o seu desempenho afeta diretamente o desempenho do sistema de refrigeração. Entretanto, o grande número de variáveis envolvidas, tais como: diâmetro, espaçamento e arranjo dos tubos, número, espessura e tipo de aletas, altura e comprimento da serpentina, dentre outras, dificulta a escolha do evaporador adequado para uma determinada situação. Deve-se ressaltar que o processo de fabricação do evaporador também afeta a performance do equipamento.

A crescente preocupação com a conservação de energia e a perspectiva, cada vez mais urgente, da substituição dos fluidos refrigerantes tradicionais, têm sido fatores determinantes no desenvolvimento de estruturas computacionais que visem à simulação de evaporadores empregados em sistemas de refrigeração. Tais programas são de fundamental importância, uma vez que podem reduzir significativamente o número de ensaios experimentais e de protótipos, necessários ao desenvolvimento de um determinado produto. Os ensaios experimentais em laboratório são evitados ou minimizados, pois consomem muito tempo e recursos financeiros.

O projeto de evaporadores e condensadores exige profundo conhecimento dos parâmetros de construção que influenciam diretamente no seu desempenho. A utilização de modelos computacionais que simulam a performance dos trocadores de calor são bem mais versáteis do que a utilização de catálogos de fabricantes. Através desses programas, pode-se verificar, com relativa facilidade, o impacto da modificação de uma determinada característica geométrica, como o espaçamento e a espessura das aletas, o arranjo dos tubos, entre outras, bem como da alteração das condições de operação, sobre o desempenho de um dado evaporador (LAUAR, 2011).

O funcionamento de um evaporador tubo aletado, conforme Figura 5.1, a seguir, ocorre do seguinte modo: o refrigerante escoar pelo interior dos tubos que formam diversos

circuitos, enquanto o ar escoa ao redor desses tubos aletados. Durante a sua passagem, o ar resfria ao trocar de calor com o fluido refrigerante. Quando a temperatura do ar é menor que a temperatura de orvalho, o vapor de água se condensa sobre a superfície aletada do trocador de calor. Durante o escoamento através do trocador de calor, a temperatura do ar decresce gradualmente enquanto que a temperatura do refrigerante se mantém aproximadamente constante durante a evaporação. Assim que o refrigerante se evapora por completo, sua temperatura cresce e a diferença entre a temperatura do refrigerante e do ar diminui.

Geralmente, os sistemas de condicionamento de ar são projetados para operar com um pequeno superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador. A capacidade do evaporador pode ser significativamente reduzida se na saída do refrigerante estiver presente uma mistura de vapor superaquecido com a fase líquida ainda presente, partindo dos diferentes circuitos da serpentina (CHWALOWSKI *et al.* 1989).

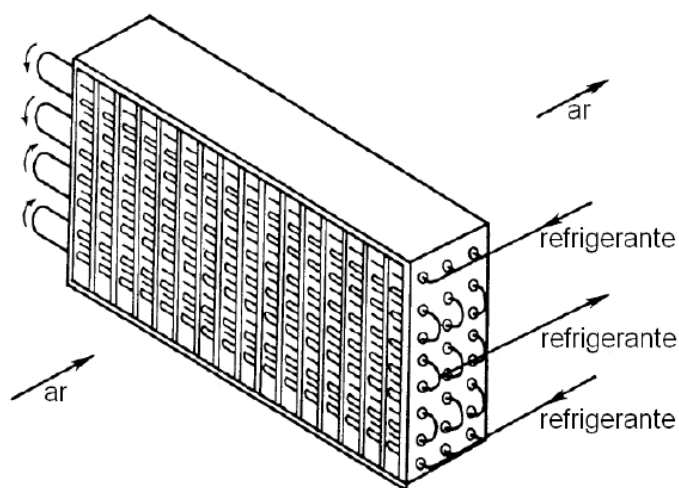


Figura 5.1 – Evaporador tipo tubo aletado

Fonte: AVANÇO (2010).

5.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Diante da vantagem da simulação computacional, muitas foram as tentativas para determinar o comportamento dos trocadores de calor.

Parise e Cartwright (1983) simularam um resfriador de ar, dividindo o evaporador em pequenos módulos de transferência de calor, formando uma matriz única. Cada

elemento da matriz foi identificado e determinados os coeficientes de filme locais do ar e do fluido refrigerante. A grande vantagem do modelo foi possibilitar a simulação de condições de operação fora de projeto e poder analisar diferentes arranjos de circuitos para otimizar o evaporador.

Domanski (1989) desenvolveu um programa de simulação em FORTRAN, intitulado EVSIM, para analisar um evaporador para fluxo de ar unidimensional. O modelo pode prever o desempenho de um evaporador a partir da entalpia de entrada do refrigerante, da temperatura de saturação e do superaquecimento na saída. O modelo matemático emprega o método tubo-por-tubo (*tube-by-tube*), que considera cada tubo do trocador como um evaporador individualmente. Para utilizar o programa, os dados de entrada necessários são apenas os parâmetros físicos e geométricos do trocador.

Domanski (1999) apresentou um modelo baseado na metodologia tubo-por-tubo ou “*tube-by-tube*”, no qual adicionou modificações e introduziu uma interface que permitia a especificação mais detalhada do circuito percorrido pelo refrigerante dentro dos tubos de um evaporador. A nova interface possibilitou a visualização dos resultados e a seleção das condições de entrada do problema com mais facilidade. O usuário pode entender melhor o comportamento do evaporador através de “janelas” que mostram os parâmetros locais, como o título e a temperatura de saída do refrigerante e do ar.

Domanski (2003) desenvolveu um programa computacional, EVAP-COND, para simular o desempenho de evaporadores e condensadores de tubo aletado, usando uma interface gráfica que demonstra os resultados em forma de tabelas. As primeiras versões do programa computacional não permitiam a escolha das correlações do coeficiente de transferência de calor e de perda de pressão, assim como a configuração do circuito do refrigerante. Essa ferramenta de simulação foi baseada num modelo matemático do EVSIM, que utiliza a técnica de aproximação tubo por tubo (*tube-by-tube*) publicada pelo mesmo autor.

Storch (2003) desenvolveu um simulador em linguagem visual basic 5.0 para auxiliar a análise de previsão e condições de operações de evaporadores de expansão direta, trabalhando em fluxo contracorrente, operando sem formação de gelo, permitindo mudanças nas configurações físicas e troca de fluido refrigerante. A validação do modelo matemático utilizado foi realizada com dados disponíveis na literatura, resultando em erros relativos inferiores a 0,1 % para entalpia do ar e para a razão de umidade do ar.

Radermacher *et al.* (2006) apresentaram uma poderosa ferramenta de simulação e projeto de trocadores de calor do tipo com micro-canais ou tubo com aleta plana, COILDESIGNER. O programa computacional é aplicável a projetos de condensadores, evaporadores, serpentinas de aquecimento e resfriamento, operando sob qualquer condição. A técnica “*segment-by-segment*” é empregada sobre os tubos e o impacto bi-dimensional, da não-uniformidade da distribuição de fluxo de ar através do trocador de calor; e o comportamento local do fluido refrigerante, sobre o desempenho do trocador de calor, pode ser estudado. Permite-se a escolha do circuito que o refrigerante pode percorrer, das correlações de coeficiente de transferência de calor e queda de pressão, possibilitando uma melhor análise do processo. Os resultados previstos pelo código COILDESIGNER foram comparados com determinados dados coletados de literatura aberta, experimentos em laboratórios e outras fontes com o propósito de validar o modelo.

Hermes (2006) classifica os modelos de simulação de trocadores de calor em: (i) globais, nos quais o escoamento do refrigerante é considerado como uma única célula; (ii) zonais, aqueles que aplicam um ponto nodal para cada uma das regiões características do trocador de calor; (iii) fronteiras móveis, que divide o escoamento do refrigerante em duas zonas distintas: uma de escoamento bifásico e outra de escoamento monofásico, e assume que as propriedades variem linearmente em cada zona; (iv) modelos distribuídos, que fornecem resultados mais detalhados das variáveis de interesse ao longo de todo o domínio, porém, apresentam maior tempo para convergência numérica.

Byun *et al.* (2007) também compararam dois modelos computacionais para a simulação de trocadores de calor de tubos aletados, o EVAP-COND (DOMANSKI, 2003) e o EVSIM (DOMANSKI, 1989). Embora o modelo EVAP-COND seja mais preciso e conveniente de se usar, não é possível a escolha de correlações para a transferência de calor e a queda de pressão e a análise dos circuitos estão limitadas às configurações típicas de condensadores. Por outro lado, no modelo EVSIM, as correlações para o escoamento do fluido e transferência de calor podem ser trocadas de acordo com a configuração da serpentina. Assim, esse modelo é mais adequado para a análise de trocadores de calor de tubos aletados recém desenvolvidos.

Avanço *et al.* (2010) utilizaram o código computacional EVSIM para simular a troca de calor entre o ar e o fluido refrigerante R22, em um evaporador de condicionador de ar doméstico. Utilizou-se um esquema de iterações “para frente”, o qual, segundo os autores, permitiu uma análise mais realista do problema. No modelo proposto, o fluido

refrigerante escoar no interior dos tubos, formando vários circuitos, enquanto o ar escoar ao redor dos tubos aletados. Também foi considerada a condensação do vapor d'água do ar úmido que escoar na parte externa dos tubos e a redução de pressão devido ao atrito do escoamento do refrigerante no interior dos tubos. Acrescentou-se ao código original uma adaptação às diferentes correlações de transferência de calor no escoamento bifásico. Os resultados obtidos foram comparados com resultados experimentais obtidos em evaporadores operando com R22 e mostraram que o modelo proposto apresenta maior confiabilidade quando o fluxo de ar é perpendicular à serpentina e que, para ângulos de entrada do ar menores do que 50°, o modelo perde a precisão.

O objetivo do presente capítulo é realizar um estudo de evaporadores e condensadores do tipo dutos aletados e a partir da variação de parâmetros, com a utilização do programa EVAP-COND versão 4.0, prever os resultados de temperatura do ar de saída, com o intuito de adequar a simulação desses equipamentos ao sistema de condicionamento de ar híbrido-dessecante.

5.3 MODELO MATEMÁTICO

O modelo descrito neste capítulo baseia-se fundamentalmente no método tubo-por-tubo. A avaliação do desempenho térmico de um tubo aletado, em escoamento cruzado, constitui sua parte básica. A performance total do evaporador é obtida a partir da performance individual de cada tubo, sendo estes associados com os respectivos parâmetros do refrigerante e com um determinado fluxo de ar. A temperatura e a umidade do ar que escoam através da serpentina influenciam a mudança de estado do refrigerante ao longo do circuito. Inicialmente, porém, as propriedades do ar são conhecidas apenas na face do evaporador. Para os tubos que não se encontram na primeira fileira, essas propriedades são estimadas. Uma vez que a mudança de estado do refrigerante também influencia a mudança nas propriedades do ar, um processo iterativo é utilizado para o cálculo da performance do trocador de calor (SOUZA, 1996).

O modelo está apto para funcionar com uma distribuição não uniforme de ar entre os tubos, ao longo da altura do trocador. Entretanto, assume uma distribuição uniforme de ar na direção do comprimento de cada tubo. Os dados relativos à distribuição do fluxo de ar são fornecidos sob a forma de valores de velocidade na face do evaporador, em pontos discretos no plano central, perpendiculares aos tubos, conforme mostrado na Figura 5.2, a

seguir. A partir desses dados, é derivada a distribuição de velocidades para a face do trocador de calor e o fluxo de massa de ar associado a cada tubo da primeira fileira.

A vazão mássica de ar associada aos tubos das demais fileiras é calculada baseando-se na vazão mássica sobre os tubos da fileira anterior. Assume-se que a direção geral do ar através do trocador é perpendicular em relação à face do mesmo e o ar se divide igualmente por cada tubo (CHWALOWSKI *et al.* 1989). Portanto, um dado tubo é exposto a uma corrente de ar que é composta de 50% da corrente de ar dos dois tubos mais próximos na fileira anterior.

A temperatura do ar e sua umidade para cada tubo após a primeira fileira são calculadas levando-se em consideração a mistura que compõe o ar através de equações psicrométricas padronizadas. Se a mistura do processo resulta em ar saturado, a quantidade de vapor condensado é calculada e assume-se que é coletado pelas aletas e drenado.

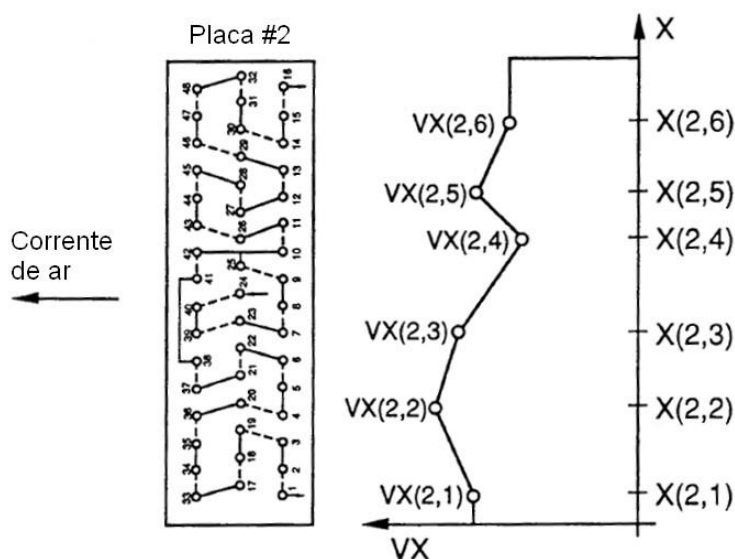


Figura 5.2 - Perfil de velocidades do ar ao longo da face do evaporador
Fonte: AVANÇO (2010).

Considera-se, durante a simulação, que o trocador de calor está ligado a apenas um dispositivo de expansão, de modo que a pressão do refrigerante em cada tubo de entrada seja a mesma, caso a alimentação seja realizada por mais de um tubo. A pressão do refrigerante na saída de cada ramal do circuito é facilmente ajustada, já que a sua distribuição na serpentina é governada pela perda de carga. O título do refrigerante na

entrada, a temperatura de evaporação e o grau de superaquecimento na saída do evaporador devem ser fornecidos previamente.

A distribuição do fluxo de refrigerante é função do circuito de tubos da serpentina, sendo assumida, inicialmente, uma resistência uniforme ao escoamento em cada tubo. Essa hipótese é insatisfatória, uma vez que a perda de carga depende não somente da vazão de refrigerante, mas também da taxa de transferência de calor associada. Ao longo da simulação, o fluxo de massa de refrigerante é atualizado em cada ramal, em função dos valores de perda de carga calculados em cada iteração.

A Figura 5.3, a seguir, mostra o exemplo de um circuito de refrigerante no plano. Cada circunferência representa um tubo da serpentina e o respectivo número representa sua localização no circuito percorrido pelo refrigerante. Os tubos devem ser numerados em ordem crescente, sendo o número 1 reservado ao tubo mais próximo à base da fileira adjacente à face do evaporador. As setas indicam o sentido dos fluxos de refrigerante e de ar.



Figura 5.3 - Circuito do fluido refrigerante

Fonte: SOUZA (1996).

A partir da análise sequencial de cada ponto de bifurcação e dos ramais associados, pode-se realizar a distribuição do fluxo de refrigerante. Para isso, será utilizada a correlação de Pierre (1964) com o intuito de atualizar a vazão de refrigerante em cada circuito do evaporador, durante o processo iterativo do modelo. Essa correlação foi descrita por Souza (1996), de forma simplificada, como segue:

$$\Delta P \alpha f \cdot G_r^2 \quad (5.1)$$

Onde G_r é o fluxo de massa de refrigerante por unidade de área.

A correlação de Pierre, f , pode ser escrita em função do número de Reynolds, assim, a Eq. (5.1) pode ser reescrita permitindo o cálculo da perda de carga em cada ramal do circuito de tubos do evaporador:

$$\Delta P_i = R_i \cdot G_{r,i}^{1,75} \quad (5.2)$$

em que a resistência imposta ao fluxo de refrigerante em cada ramal, R_i , é a função da geometria do tubo, da densidade e da viscosidade do refrigerante.

É possível utilizar a Eq. (5.2) para o cálculo da resistência imposta ao fluxo de refrigerante em cada ramal do evaporador, R_i . Para isso, utiliza-se a perda de carga, ΔP_i , e o fluxo mássico por unidade de área, $G_{r,i}$, calculados na iteração anterior do modelo. Logo,

$$G_{r,i} = \left(\frac{\Delta P_i}{R_i} \right)^{0,571} \quad (5.3)$$

Através da Eq. (5.3), é possível, ainda, obter-se a razão entre os fluxos de refrigerante de dois quaisquer dos ramaís associados com um determinado ponto de bifurcação. Para isso, será considerada uma perda igualitária de carga em cada um deles. Portanto,

$$\frac{G_{r,j}}{G_{r,i}} = \left(\frac{R_i}{R_j} \right)^{0,571} \quad (5.4)$$

Um exemplo simplificado de um circuito com dois pontos de bifurcação, A e B, e um número de ramaís igual a n pode ser observado na Figura 5.4, a seguir. A diferença de pressão, ou perda de carga, entre os pontos A e B é denotada por ΔP e o fluxo mássico anterior à bifurcação A é denotado por G_r .

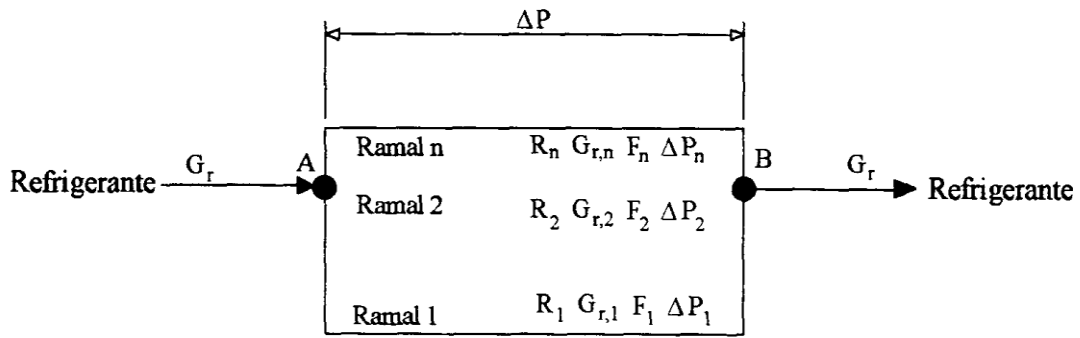


Figura 5.4 – Procedimento adotado em circuito com bifurcação.
Fonte: SOUZA (1996)

Devido à resistência imposta ao escoamento, o fluxo mássico de refrigerante em cada ramal da figura anterior tem que ser ajustado. Dessa forma, a perda de carga em cada um dos ramais deve ser igual à perda de carga existente entre A e B, ΔP .

Também é possível obter as frações do fluxo mássico em ramais subsequentes a pontos de bifurcação, para isso faz-se necessário que a soma dessas frações seja igual ao fluxo de massa no ponto de bifurcação. Pode-se, então, utilizar a Eq. (5.5).

$$F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n = \sum_{i=1}^n F_i = 1 \quad (5.5)$$

Em que,

$$F_i = \frac{G_{r,i}}{G_r} \quad (5.6)$$

Em que F_i é a fração do fluxo de refrigerante que escoar no ramal i , o número de ramais que deixam o ponto de bifurcação

Fazendo-se uso da Eq. (5.3), pode-se reescrever a Eq.(5.6) da forma:

$$F_i = \frac{\left(\frac{\Delta P_i}{R_i}\right)^{0,571}}{\left(\frac{\Delta P}{R_{eq}}\right)^{0,571}} \quad (5.7)$$

Ou de forma equivalente,

$$F_i = \left(\frac{\Delta P_i}{\Delta P} \cdot \frac{\frac{1}{R_i}}{\frac{1}{R_{eq}}} \right)^{0,571} \quad (5.8)$$

Como $\Delta P_i = \Delta P$, tem-se:

$$F_i = \left(\frac{\frac{1}{R_i}}{\frac{1}{R_{eq}}} \right)^{0,571} \quad (5.9)$$

É possível escrever a resistência equivalente em função das resistências em cada ramal do circuito, de acordo com a equação:

$$\frac{1}{R_{eq}^{0,571}} = \frac{1}{R_1^{0,571}} + \frac{1}{R_2^{0,571}} + \frac{1}{R_3^{0,571}} + \dots + \frac{1}{R_n^{0,571}} = \sum_{j=1}^n \frac{1}{R_j^{0,571}} \quad (5.10)$$

Substituindo a equação (5.10) na (5.9), obtém-se a equação:

$$F_i = \frac{1}{R_i^{0,571} \cdot \sum_{j=1}^n \frac{1}{R_j^{0,571}}} \quad (5.11)$$

que é equivalente a:

$$F_i = \frac{1}{\sum_{j=1}^n \left(\frac{R_i}{R_j} \right)^{0,571}} \quad (5.12)$$

Caso a convergência não tenha sido obtida em cada circuito do evaporador, o fluxo de massa de refrigerante é atualizado utilizando-se a Eq. (5.12). Através de um método iterativo do tipo Newton-Raphson, baseado no valor da entalpia na saída do evaporador, o fluxo de massa total de refrigerante é corrigido.

Para análise de um condensador do tipo duto aletado, utiliza-se o mesmo procedimento descrito acima para o evaporador com as devidas mudanças de condições de contorno para o problema.

5.4 PROCEDIMENTO COMPUTACIONAL

Para a obtenção dos resultados da simulação de evaporadores ou condensadores, faz-se necessário um conjunto de dados envolvendo as condições de entrada para o ar e o fluido refrigerante e os parâmetros geométricos e materiais utilizados na serpentina do trocador de calor tipo duto aletado. Especificando a vazão volumétrica, a velocidade, a temperatura e a umidade relativa do ar na entrada do trocador de calor, o tipo de fluido refrigerante, o título do refrigerante, a temperatura de saturação e o grau de superaquecimento, as dimensões do trocador de calor e da serpentina com a quantidade de fileiras e de tubos. O comprimento, diâmetros interno e externo dos tubos, distância entre os tubos na mesma fileira e distância entre as fileiras, perfil e espessuras das aletas utilizadas e as condutividades térmicas dos tubos e das aletas. Também devem ser fornecidos a configuração e o arranjo do circuito dos tubos no trocador de calor.

Os resultados são gerados após processo iterativo, sendo as principais variáveis apresentadas: capacidade de refrigeração do evaporador ou do condensador, pressão, temperatura e vazão mássica do refrigerante e estado psicrométrico do ar na saída do trocador de calor.

A simulação estudada é análoga a um trocador de calor que possui dois fluidos escoando, como mostrado na Fig. 5.5, a seguir. O ar ao passar pelo resfriador sofre uma redução de temperatura e da sua razão de umidade, porém, durante a região bifásica, o refrigerante tem o título alterado em um processo isotérmico. Somente no final do trocador é que a temperatura do refrigerante será aumentada e, conseqüentemente, a diferença de temperatura entre o ar e o refrigerante diminui.

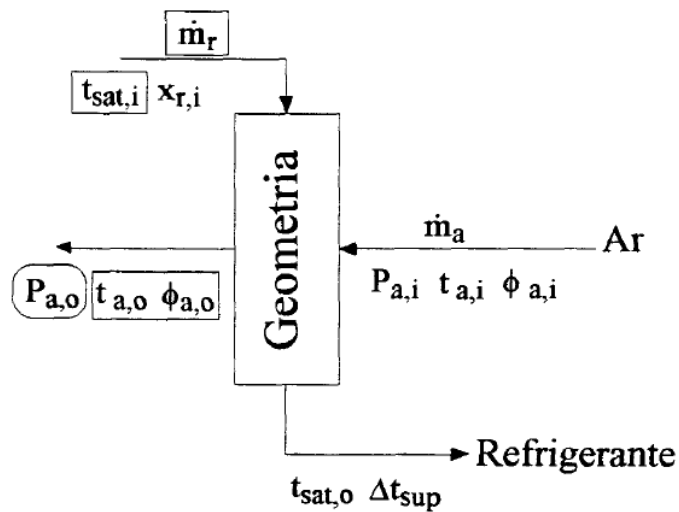


Figura 5.5—Diagrama do evaporador com condições do ar e do fluido refrigerante e sua geometria para simulação

Fonte: SOUZA (1996).

Para resolver o problema em questão, é necessária a utilização das seguintes equações:

- Equação da conservação da energia.
- Equação da conservação da quantidade de movimento aplicada ao refrigerante.
- Equação constitutiva da transferência de calor.
- Equação constitutiva da transferência de massa.

A equação da conservação da quantidade de movimento aplicada ao ar não se faz necessária, pois a variação da pressão da corrente de ar ao longo do evaporador é desprezada durante a convergência do modelo. Essa hipótese é bastante satisfatória, uma vez que a perda de carga sofrida pelo ar, dentro da faixa de interesse do presente trabalho, não provoca variações consideráveis nas suas propriedades (SOUZA, 1996).

Esse é o procedimento para solução de um trocador de calor tipo tubo aletado adotado por Domaski no *software* EVSIM e também no *software* EVAP-COND. Portanto, serão omitidos o desenvolvimento das equações de energia e a quantidade de movimento e transferência de calor e de massa. Para maiores detalhes, consultar o trabalho desenvolvido por Domanski (1989).

5.5 USO DO SOFTWARE EVAP-COND

Nessa seção, serão detalhados os dados de entrada e de saída para as simulações do software EVAP-COND. Esse programa é baseado em modelos de cálculos desenvolvidos por Domanski (1999) e possui um pacote de *software* que permite a simulação de evaporadores e de condensadores do tipo tubos aletados, através da modelagem tubo-por-tubo. Pode-se montar a geometria de circuitos de refrigeração complexos, bem como, representar a distribuição de ar não uniforme. O *software* utilizado neste trabalho, versão 4.0, inclui a opção de otimização de circuitos de refrigerante com base em métodos de inteligência computacional, a qual não foi necessária neste estudo.

Os resultados da simulação incluem parâmetros locais para cada tubo, tais como temperatura, entalpia, entropia, temperatura de entrada e saída para o ar, fluxo de massa para refrigerante, dentre outros.

O programa executa iterações através do circuito de refrigeração e em cada passo aprimora os parâmetros do fluido refrigerante e do ar.

A Figura 5.6, a seguir, mostra a representação de um trocador de calor usado pelo EVAP-COND, detalhando a ligação e o caminho do fluido refrigerante nos tubos, as entradas e saídas do fluido refrigerante e o perfil de velocidade do ar.

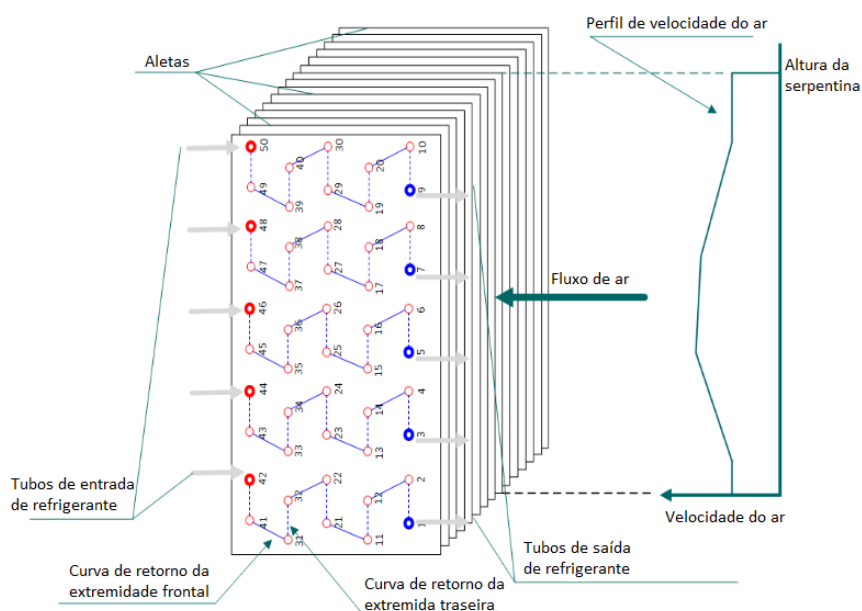


Figura 5.6 – Diagrama esquemático do trocador de calor tipo tubo aletado
Fonte: Dados gerados pelo autor.

O programa permite que a geometria do circuito seja modificada, podendo variar o número de tubos, as entradas e saídas, velocidade do ar e o caminho do refrigerante através das fileiras e dutos. Os círculos vermelhos indicam os tubos de entrada e os círculos azuis indicam os tubos de saída.

5.5.1 Dados de Entrada do Software Evap-Cond

Para a utilização do programa, faz-se necessária a implementação dos dados de entrada.

5.5.1.1 Seleção do Fluido Refrigerante

O usuário pode escolher um dentre 15 opções disponíveis de fluidos refrigerantes, conforme Fig. 5.7, a seguir. A partir do fluido refrigerante escolhido, internamente são estabelecidos os limites máximo e mínimo da pressão de trabalho e suas devidas propriedades termodinâmicas para os cálculos de balanço de energia entre o fluido refrigerante e o ar.

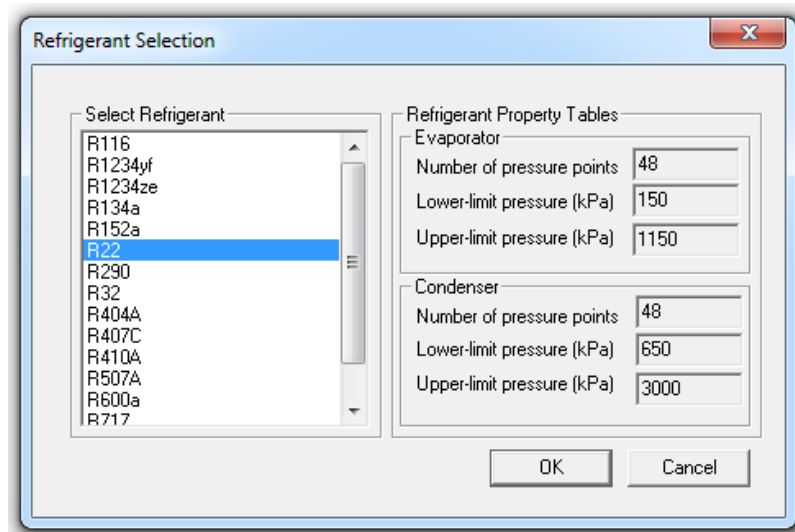


Figura 5.7 – Seleção do refrigerante utilizado

Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

5.5.1.2 Construção do Circuito de Refrigeração

O programa permite construir o circuito de refrigeração através da vista lateral da serpentina. O usuário pode remover ou redesenhar porções do circuito, deixando o restante inalterado. Se o conjunto da serpentina é constituído por placas múltiplas, todas as placas devem ter a mesma geometria, superfícies de transferência de calor, circuitos de refrigerante e distribuição de velocidade do ar. Se os circuitos de refrigerante e as distribuições de ar forem diferentes, a simulação deve conter todo o conjunto da serpentina como uma única placa conforme detalhes mostrados nas Figs. 5.8 e 5.9, seguintes.

Coil Design Data

Data for a section

No. of tubes in depth row #1:	16
No. of tubes in depth row #2:	16
No. of tubes in depth row #3:	16
No. of tubes in depth row #4:	0
No. of tubes in depth row #5:	0

Tube data

Tube length	mm	454
Inner diameter	mm	9.22
Outer diameter	mm	10.01
Tube pitch	mm	25.4
Depth row pitch	mm	22.23
Inner surface		Smooth
Material		Copper
Thermal conductivity	kW/(m.C)	0.386001

Fin data

Thickness	mm	0.2032
Pitch	mm	2.004
Type		Wavy
Material		Custom
Thermal conductivity	kW/(m.C)	0.2216
Volumetric flow rate	m³/min	30.0147
Fan power	W	100

Units

☒ SI Units ☐ British Units

Number of slabs

1

Nome personalizado: Tese - Fernando Viana

Selecção da superfície interior: Smooth

Selecção de alumínio ou cobre. Pode-se ainda escolher a condutividade térmica do material: Copper

O sistema de unidades de entrada e saída pode ser seleccionado: SI Units

Selecção do número de placas: 1

Selecção do tipo de aleta: Wavy

Selecção da taxa volumétrica do fluxo: 30.0147

Figura 5.8 – Parâmetros geométricos e materiais utilizados no trocador de calor
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

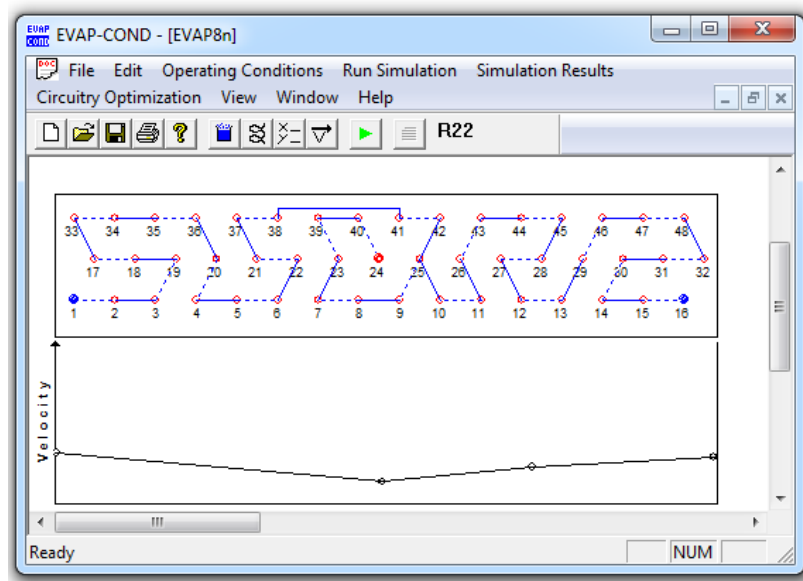


Figura 5.9—Circuito da serpentina do trocador de calor e o perfil de velocidade
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

5.5.1.3 Seleção do Perfil de Velocidade do Ar

A janela de perfil de velocidade oferece duas opções: a primeira mantém a taxa de fluxo volumétrico especificada na janela de dados de projeto da serpentina e ajusta a magnitude dos pontos de velocidade inseridos. A segunda opção integra o perfil de velocidade inserido e ajusta a taxa de fluxo volumétrico total, conforme Fig. 5.10, a seguir.

The 'Velocity Profile' dialog box contains two main sections. The top section has input fields for 'Specified vol. flow rate' (20.00 m³/min) and 'Average face velocity' (1.36 m/s), followed by a checkbox labeled 'Use specified vol. flow rate. Adjust air velocity profile'. The bottom section has input fields for 'Integrated vol. flow' and 'Average face velocity', followed by a checkbox labeled 'Use integrated vol. flow rate and associated air velocity profile'. On the right side, there are 'OK' and 'Cancel' buttons, and a section with 'Velocity' and 'Location' input fields.

Figura 5.10— Perfil da velocidade do ar
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

5.5.1.4 Correção dos Parâmetros

Os parâmetros de correção são utilizados como multiplicadores para os valores do coeficiente de transferência de calor ou para os valores da queda de pressão calculados pelo programa, conforme Fig. 5.11, a seguir. Eles fornecem a opção de sintonizar as previsões do modelo com medidas laboratoriais. Os valores padrões são unitários.

Existem algumas razões pelas quais o uso de parâmetros de correção pode ser necessário. A razão mais comum pode ser a inadequação da correlação do lado do ar para representar o desempenho da aleta particular usada no trocador de calor. Além disso, as transferências de calor e as correções de queda de pressão usadas no EVAP-COND podem ter algum viés na predição da performance do lado do refrigerante para diferentes tubos e misturas de refrigerante ou de lubrificante.

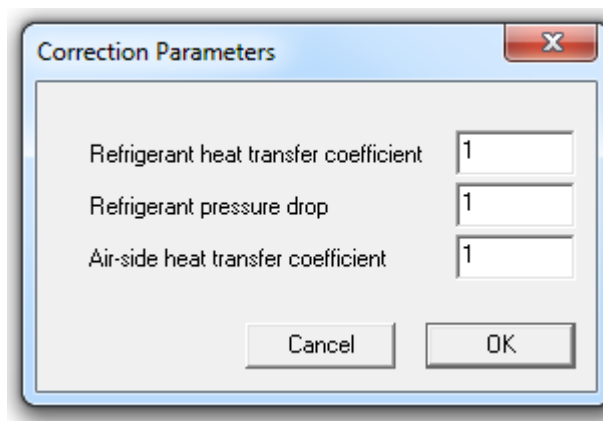


Figura 5.11 – Correção de parâmetros

Fonte: Dados gerados pelo ator no software EVAP-COND.

5.5.1.5 Opções Avançadas de Simulação

O usuário pode escolher entre correlações para a transferência de calor, ajuste do fluxo de ar e ainda o número de seções no tubo: Jung e Didion (1983) ou Thome (2005), sim ou não e de 1 a 10, respectivamente, conforme Fig. 5.12, abaixo.

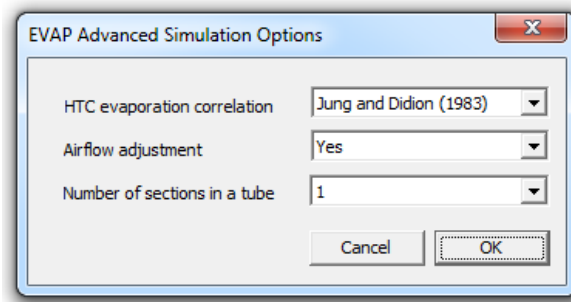


Figura 5.12 – Opções avançadas

Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

5.5.1.6 Condições de Operação do Evaporador

Oito opções para condições de operação estão disponíveis para simulações do evaporador: pressão de saída e superaquecimento, pressão de saída e título, temperatura de saturação da saída e superaquecimento, pressão de entrada e título, temperatura de saturação da entrada e título, temperatura de ponto de bolha do refrigerante e temperatura de saturação e, por fim, temperatura de saturação do ar de saída e superaquecimento mínimo. Todas as opções de entrada incluem temperatura de entrada de ar, pressão e umidade relativa, mas usam diferentes parâmetros de refrigerante. Essas condições de contorno para simular o trocador de calor serão escolhidas e atribuídos os valores, como mostrado nas Figs. (5.13-5.14), a seguir.

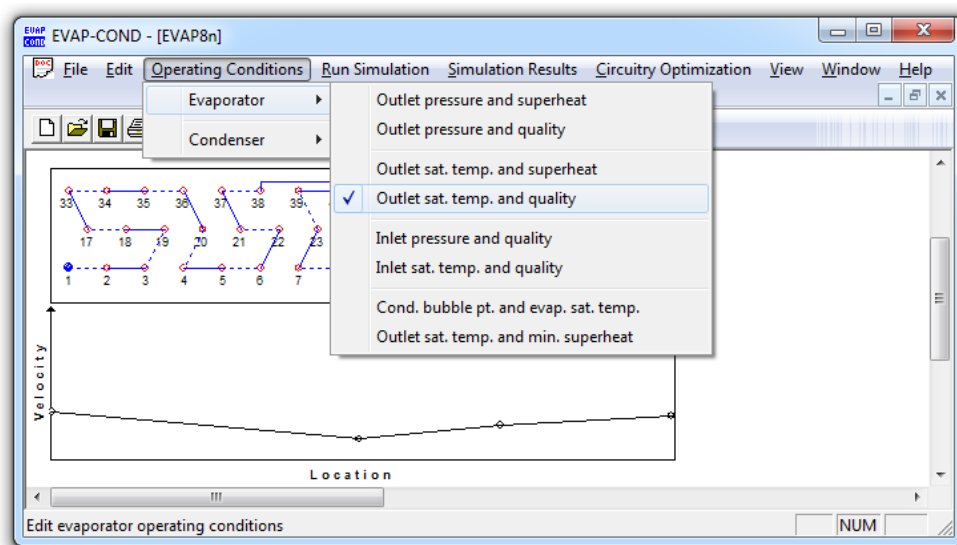


Figura 5.13 – Condições de contorno do trocador de calor

Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

Evaporator Operating Conditions

Refrigerant		Air	
Outlet sat. temp.	(C) 7	Inlet temperature	(C) 26.6667
Outlet quality	(fraction) 3	Inlet pressure	(kPa) 101.325
Mass flow rate (estimate)	(kg/h) 200	Inlet relative humidity	(fraction) 0.5
Inlet quality	(fraction) 0.25		

Units: ☒ SI Units ☐ British Units

Cancel OK

Figura 5.14 – Condições de entrada do trocador de calor
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

5.5.1.7 Resultados

Uma vez que os dados do circuito e as condições de operação foram especificados, a interface permite a simulação do evaporador e os resultados podem ser apresentados através de um sumário, conforme Fig. 5.15, a seguir.

Simulation Results Summary

```

-----EVAPORATOR SIMULATION SUMMARY-----

Coil: EVAPtut.dat                      Number of slabs: 1

REFRIGERANT: R32

REFRIGERANT SIDE
Refrigerant mass flow rate:      116.4 [kg/h]
HX sensible capacity:           6.400 [kW]
HX latent capacity:             1.524 [kW]
HX total capacity:              7.924 [kW]
Fan power:                      0.100 [kW]
Sensible capacity with fan heat: 6.300 [kW]
Total capacity with fan heat:   7.824 [kW]
Outlet saturated temp. and superheat: 9.5 5.5 [C]
Inlet and outlet temperatures:  10.7 15.0 [C]
Inlet and outlet pressures:     1131.3 1091.1 [kPa]
Inlet and outlet qualities:     0.200 1.000

AIR SIDE
Air vol. flow rate (std. air):  29.9 [m^3/min]
Air temperature distribution [C]: 26.7 22.7 18.1 15.7
Air temperature downstream fan [C]: 15.9
Air rel. humidity distribution [%]: .500 .625 .797 .886
  
```

Print Close

Figura 5.15 – Resultados gerados na simulação do trocador de calor
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

5.6 RESULTADOS

5.6.1 Validação Numérica

O uso do *software* EVAP-COND, versão 4.0, foi validado com os resultados obtidos por Figueiredo (2015) que avaliou o desempenho do evaporador no resfriamento e desumidificação de uma corrente de ar sob pressão atmosférica de 101.325 Pa, com temperatura de 29 °C, umidade relativa de 50% e vazão volumétrica na entrada de 3.54 m³/s. A serpentina era composta por tubos e aletas de cobre e operava com refrigerante R-22, sob a temperatura de evaporação do refrigerante de 7 °C e título do refrigerante na entrada de 0,25 e título do refrigerante na saída de 1,0 e sem superaquecimento.

Os dados geométricos e o circuito da serpentina foram retirados diretamente do catálogo do fabricante do evaporador, cujo modelo é parte de uma unidade de condicionamento de ar modelo 39E Carrier. Foram consideradas a superfície interna do tubo lisa e aleta plana. As condições de contorno utilizadas foram temperatura de saturação na saída e grau de superaquecimento. O arranjo dos tubos do circuito de refrigeração, os dados geométricos, os materiais utilizados, as condições de operação no evaporador Carrier e um sumário dos resultados obtidos são apresentados nas Figs. 5.16 a 5.19, a seguir.

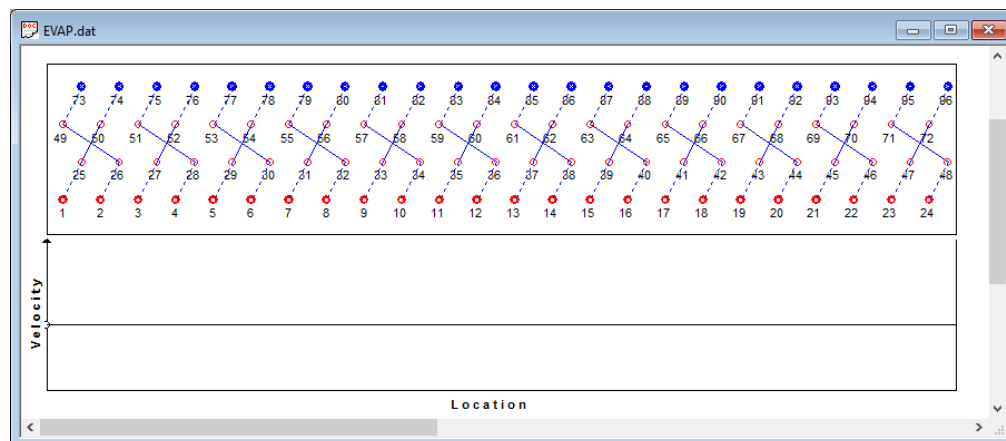


Figura 5.16 – Circuito da serpentina do evaporador e o perfil de velocidade
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

Coil Design Data

Data for a section

No. of tubes in depth row #1:	24
No. of tubes in depth row #2:	24
No. of tubes in depth row #3:	24
No. of tubes in depth row #4:	24
No. of tubes in depth row #5:	0

Tube data

Tube length	mm	1664.5
Inner diameter	mm	11.94
Outer diameter	mm	12.7
Tube pitch	mm	34.4
Depth row pitch	mm	29.8
Inner surface		Smooth
Material		Copper
Thermal conductivity	kW/(m.C)	0.386

Fin data

Thickness	mm	0.1524
Pitch	mm	3.175
Type		Flat
Material		Copper
Thermal conductivity	kW/(m.C)	0.386

Units

☒ SI Units ☐ British Units

Number of slabs

1

Volumetric flow rate

m³/min 212.4

Fan power

W 100

Cancel OK

Figura 5.17 – Parâmetros geométricos e materiais utilizados no evaporador
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

Evaporator Operating Conditions

Refrigerant

Outlet sat. temp.	(C)	7
Superheat	(C)	0
Mass flow rate (estimate)	(kg/h)	1850
Inlet quality	(fraction)	0.25

Air

Inlet temperature	(C)	29
Inlet pressure	(kPa)	101.325
Inlet relative humidity	(fraction)	0.5

Units

☒ SI Units ☐ British Units

Cancel OK

Figura 5.18 – Condições de entrada do evaporador
 Fonte: FIGUEIREDO (2015)

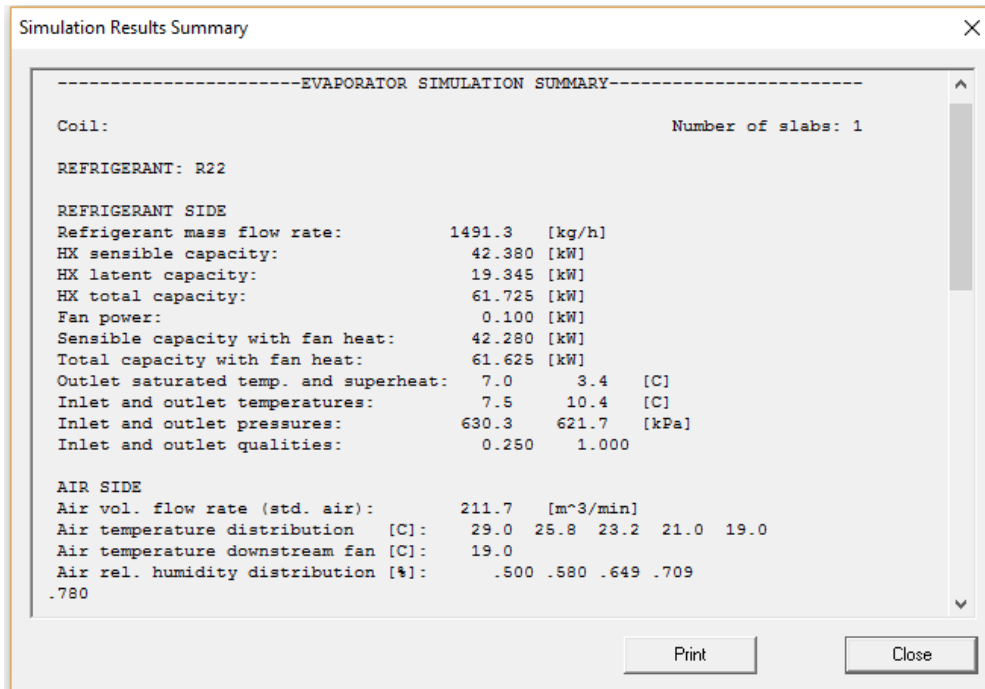


Figura 5.19 – Resultados gerados na simulação do evaporador
Fonte: FIGUEIREDO(2015)

Os resultados obtidos na simulação foram comparados com os resultados de Figueiredo (2015) na Tab. 5.1, abaixo:

Tabela 5.1 – Comparação dos resultados entre modelos
Fonte: Dados gerado pelo autor

Refrigerante R-22	Figueiredo (2015)		Presente trabalho
	Threlkeld	EVAP-COND 3.0	EVAP-COND 4.0
Vazão do refrig. [kg/h]	1867,8	1814,4	1799,8
Capacid. total [kW]	77,448	75,101	75,188
Capacid. sensível [kW]	49,264	52,119	52,170
SHF [%]	64	69	69
Capacid. latente [kW]	28.184	22.983	23.118
LHF [%]	36	31	31
Temp. do ar de saída [°C]	17,5	16,7	16,6
Umidade relativa [%]	0,794	0,873	0,873
Razão de umidade [kg _w /kg _{ar seco}]	0,0099	0,0104	0,0103

Analisando a Tabela 5.1 acima, pode-se concluir que os resultados do presente trabalho apresentaram uma pequena discrepância em relação aos obtidos por Figueiredo

(2015), usando o mesmo *software*. Essa mínima variação provavelmente se deve ao fato da versão atualizada do *software* utilizar novas correlações de transferência de calor. Já quando comparada com o modelo de Threlkeld (1970), houve uma maior distorção em relação à carga latente. Porém, manteve uma boa proximidade quanto à capacidade total de refrigeração e às condições de saída do ar, isso não gerou problema pois esse modelo não será utilizado.

5.6.2 Validação Experimental

Nessa seção, inicialmente foi realizada uma comparação com os resultados experimentais e simulados obtidos por Copetti *et al.* (2006), que realizaram um estudo teórico-experimental de um evaporador em um sistema de condicionador de ar operando com o R-22 com duas vazões diferentes: 13,4 m³/min e 19,08 m³/min, com o auxílio do *software* EVAP-COND, versão 2.1. O arranjo dos tubos do circuito de refrigeração, os dados geométricos, os materiais utilizados, as condições de operação no evaporador e um sumário dos resultados obtidos são apresentados nas Figs 5.20 a 5.23, abaixo.

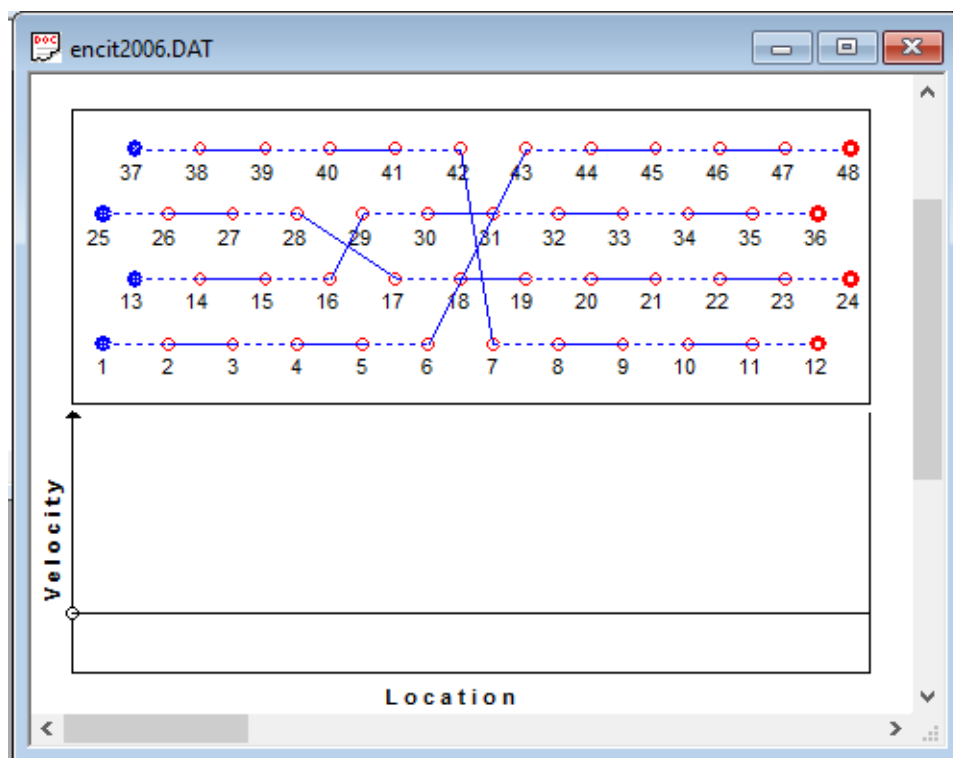


Figura 5.20 – Circuito da serpentina do evaporador e o perfil de velocidade
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

Coil Design Data

Data for a section

No. of tubes in depth row #1:	12
No. of tubes in depth row #2:	12
No. of tubes in depth row #3:	12
No. of tubes in depth row #4:	12
No. of tubes in depth row #5:	0

Tube data

Tube length	mm	544
Inner diameter	mm	8.52
Outer diameter	mm	9.52
Tube pitch	mm	25.4
Depth row pitch	mm	19.5
Inner surface		Smooth
Material		Copper
Thermal conductivity	kW/(m.C)	0.386

Fin data

Thickness	mm	0.2
Pitch	mm	2
Type		Flat
Material		Aluminum
Thermal conductivity	kW/(m.C)	0.237

Units

☒ SI Units ☐ British Units

Number of slabs

1

Volumetric flow rate

m³/min 13.4

Fan power

W 100

Cancel OK

Figura 5.21 – Parâmetros geométricos e materiais utilizados no evaporador
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

Evaporator Operating Conditions

Refrigerant

Inlet pressure	(kPa)	454.8
Inlet quality	(fraction)	0.208
Mass flow rate	(kg/h)	82.68

Air

Inlet temperature	(C)	23.8
Inlet pressure	(kPa)	101.325
Inlet relative humidity	(fraction)	0.543

Units

☒ SI Units ☐ British Units

Cancel OK

Figura 5.22 – Condições de entrada do evaporador
 Fonte: COPETTI *et al.*, (2006)

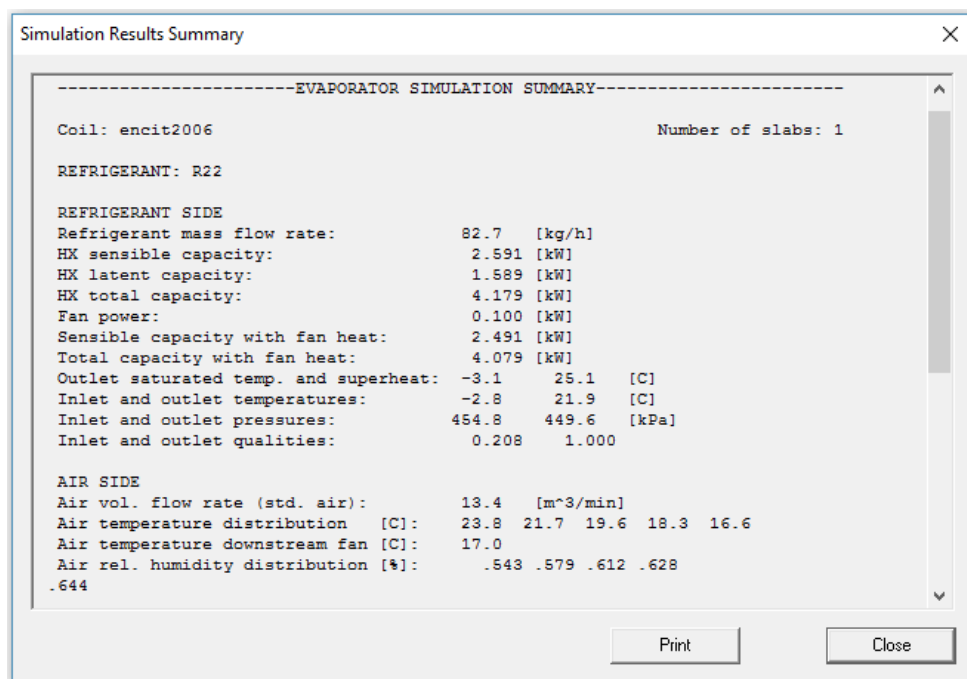


Figura 5.23 – Resultados gerados na simulação do evaporador vazão 13.4 m³/min
 Fonte: COPETTI *et al.*, (2006)

Tabela 5.2 – Comparação dos resultados entre modelos para a vazão de 13,4 m³/min
 Fonte: Dados gerado pelo autor

Refrigerante R22/Ar	Copetti <i>et al.</i> (2006)		Presente trabalho
	Experimental	Simulação	
Potência frigorífica [W]	3980	4080	4079
Massa refrigerante [kg/h]	82,68	82,68	82,70
Temp. refrig. entrada [°C]	-1,5	-2,8	-2,8
Temp. refrig. saída [°C]	10,03	21,9	21,9
Pressão refrig. entrada [°C]	454,8	454,8	454,8
Pressão refrig. saída [°C]	448,0	447,4	449,6
Temp. do ar de entrada [°C]	23,8	23,8	23,8
Temp. do ar de saída [°C]	16,0	16,6	16,6
Umid. relat. ar entrada [%]	54,3	54,3	54,3
Umid. relat. ar saída [%]	62,0	64,0	64,0
Vazão do ar [m ³ /min]	13,4	13,4	13,4

Analisando a Tabela 5.2, acima, pode-se concluir que os resultados obtidos no presente trabalho e na simulação realizada por Copetti *et al.* (2006) são praticamente coincidentes. Em relação ao fluido refrigerante, comparando os resultados simulados e os resultados experimentais, foi observada uma maior discrepância nas temperaturas de entrada e saída. Isso pode estar associado ao fato de o *software* utilizar correlações para o

cálculo da transferência de calor em mudança de fase e para a perda de carga. Segundo Copetti *et al.* (2006), quando analisadas as distribuições de temperatura ao longo do trocador, pode-se verificar que o *software* EVAP-COND representa adequadamente o comportamento dos refrigerantes no evaporador. Em relação ao ar, principal objetivo dessa análise, há discrepância na ordem de 3%, quando comparadas com os resultados experimentais.

Posteriormente, foi analisada a simulação do problema, apenas alterando-se a vazão volumétrica do ar de entrada para $19.08 \text{ m}^3/\text{min}$ e utilizando as informações contidas nas Figs. 5.24, 5.20 e 5.22, bem como os dados da tabela 5.3.

Coil Design Data

Data for a section

No. of tubes in depth row #1:	12
No. of tubes in depth row #2:	12
No. of tubes in depth row #3:	12
No. of tubes in depth row #4:	12
No. of tubes in depth row #5:	0

Tube data

Tube length	mm	544
Inner diameter	mm	8.52
Outer diameter	mm	9.52
Tube pitch	mm	25.4
Depth row pitch	mm	19.5
Inner surface		Smooth
Material		Copper
Thermal conductivity	kW/(m.C)	0.386

Fin data

Thickness	mm	0.2
Pitch	mm	2
Type		Flat
Material		Aluminum
Thermal conductivity	kW/(m.C)	0.237

Units

☒ SI Units ☐ British Units

Number of slabs

1

Volumetric flow rate

m^3/min 19.08

Fan power

W 100

Cancel OK

Figura 5.24 – Parâmetros geométricos e materiais utilizados no evaporador
Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

de calor entre o ar e o fluido refrigerante R-22, em um evaporador de condicionador de ar doméstico. Foram realizadas análises fazendo-se uso do *software* EVSIM com a correlação de Gungor-Winterton, o EVSIM com a correlação de Liu-Winterton, o EVAP-COND versão 2.3 e os resultados experimentais de Chwalowski *et al.* (1999). O arranjo dos tubos do circuito de refrigeração, os dados geométricos, os materiais utilizados e as condições de operação no evaporador são apresentados nas Figs. 5.26 a 5.28, a seguir:

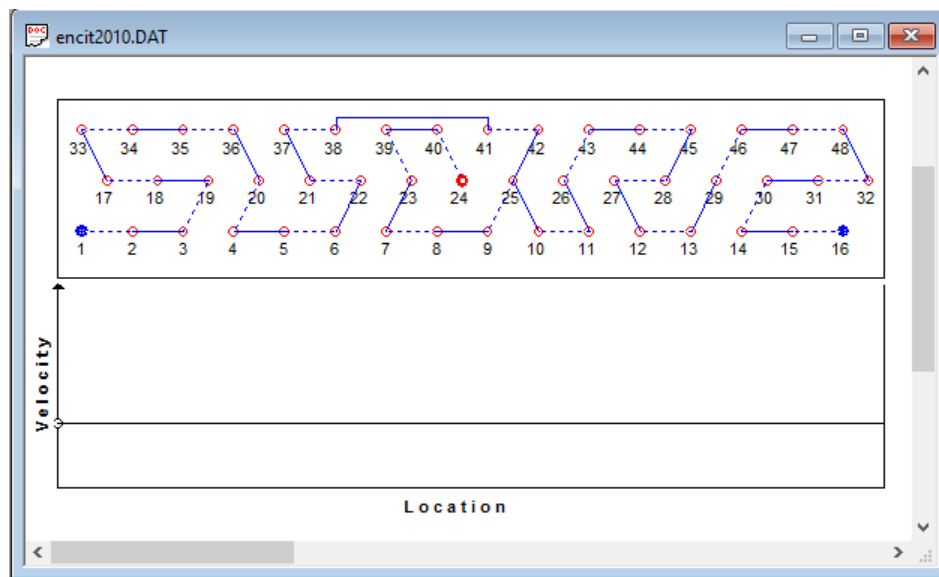


Figura 5.26- Circuito da serpentina do evaporador e o perfil de velocidade
Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

Coil Design Data

Data for a section:

No. of tubes in depth row #1: 16
 No. of tubes in depth row #2: 16
 No. of tubes in depth row #3: 16
 No. of tubes in depth row #4: 0
 No. of tubes in depth row #5: 0

Tube data:

Tube length: mm 454
 Inner diameter: mm 9.22
 Outer diameter: mm 10.01
 Tube pitch: mm 25.4
 Depth row pitch: mm 22.23
 Inner surface: Smooth
 Material: Copper
 Thermal conductivity: kW/(m.C) 0.386

Fin data:

Thickness: mm 0.2
 Pitch: mm 2
 Type: Wavy
 Material: Custom
 Thermal conductivity: kW/(m.C) 0.2216

Units:
☒ SI Units ☐ British Units

Number of slabs: 1

Volumetric flow rate: m³/min 27
 Fan power: W 100

Cancel OK

Figura 5.27 – Parâmetros geométricos e materiais utilizados no evaporador
Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

Evaporator Operating Conditions			
Refrigerant			
Outlet sat. temp.	(C)	7.2	
Superheat	(C)	5.6	
Mass flow rate (estimate)	(kg/h)	135.5	
Inlet quality	(fraction)	0.2	
Air			
Inlet temperature	(C)	26.6	
Inlet pressure	(kPa)	101.325	
Inlet relative humidity	(fraction)	0.51	
Units		☒ SI Units ☐ British Units	
		Cancel	OK

Figura 5.28 – Condições de entrada do evaporador

Fonte: AVANÇO *et al.* (2010)

Para um melhor entendimento das consequências da variação da capacidade de refrigeração do ar em função da variação volumétrica do ar e também para a comparação com os métodos utilizados, foi exibida a Fig.5.29, abaixo:

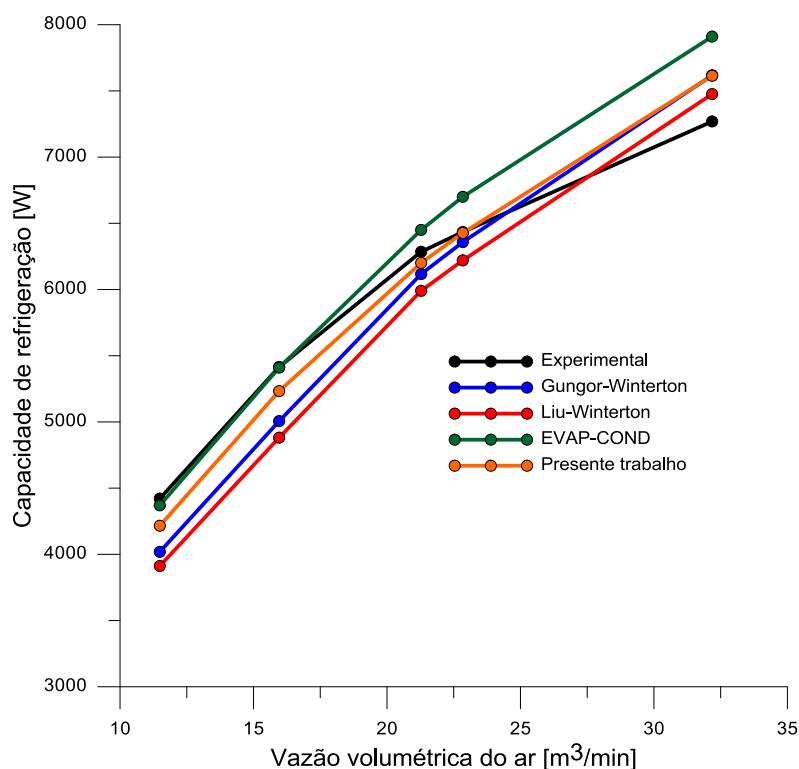


Figura 5.29 – Capacidade de refrigeração em função da vazão volumétrica

Fonte: AVANÇO *et al.*, 2010 (adaptado)

Na Fig.5.29, acima, foi apresentada uma comparação entre os resultados obtidos com a variação da capacidade de refrigeração em função da velocidade do fluxo de ar

em um evaporador utilizando-se o EVSIM com a correlação de Gungor-Winterton, o EVSIM com a correlação de Liu-Winterton, o EVAP-COND versão 2.3 (Avanço *et al.*, 2010) e o EVAP-CON versão 4.0 (presente trabalho). As condições experimentais utilizadas e, posteriormente simuladas, foram: temperatura do ar = 26,0 °C; umidade relativa do ar = 0,51; temperatura de superaquecimento na saída do evaporador = 4,4 °C e o fluido refrigerante em operação foi o R-22. O evaporador era constituído de apenas uma placa em que o fluxo de ar incidia de forma perpendicular a esta. Devido às condições de contorno impostas no problema, ao aumentar a vazão volumétrica do ar, fez-se necessário um aumento no fornecimento do fluido refrigerante e consequentemente um aumento na capacidade frigorífica do equipamento. Todos os métodos de simulação apresentados, quando comparados com os resultados experimentais, encontraram boa precisão em prever a capacidade de refrigeração. As discrepâncias com o resultado experimental variaram ponto a ponto de acordo com a mudança de vazão. O menor erro relativo, comparado aos resultados experimentais, para uma determinada vazão foi observado com a simulação do presente trabalho (0,1%) e o maior erro relativo foi observado com a simulação feita, utilizando o EVSIM com a correlação de Liu-Winterton (11,5%). Embora o EVSIM possa ser utilizado com boa precisão de resultados, é inegável que as facilidades, novas funcionalidades, tais como, possibilidade de ajuste ou correção dos coeficientes de transferência de calor e perda de carga, adequação às necessidades e a melhor precisão do EVAP-COND tornam-no mais vantajoso.

5.6.3 Variação de Parâmetros do Evaporador

Após todas as validações já realizadas com uso do EVAP-COND 4.0 para simular o evaporador no presente trabalho, foram, na sequência, realizadas simulações com variações dos parâmetros a partir do que foi realizado por (Avanço *et al.*, 2010), ampliando-se a análise para evidenciar o comportamento da temperatura do ar de saída no evaporador. A variação de parâmetros ocorreu com a velocidade do ar, a temperatura do ar de entrada e a umidade relativa do ar de entrada. Os parâmetros fixos foram: a temperatura de entrada do ar igual a 26,6°C; a umidade relativa do ar na entrada igual a 0,51; a temperatura de saturação do refrigerante na saída igual a 7,2°C; o superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador igual a 5,6 °C e, por fim, o título do refrigerante na entrada do evaporador igual a 0,2. A geometria das aletas e do

evaporador permaneceu a mesma da sub-seção anterior.

5.6.3.1 Velocidade do Ar de Entrada

As Figuras 5.30 e 5.31, abaixo, representam, respectivamente, a comparação dos resultados da simulação do presente trabalho com a simulação desenvolvida por (Avanço *et al.*, 2010) em termos da capacidade de refrigeração do evaporador e a variação da temperatura do ar de saída, ambas em função da velocidade.

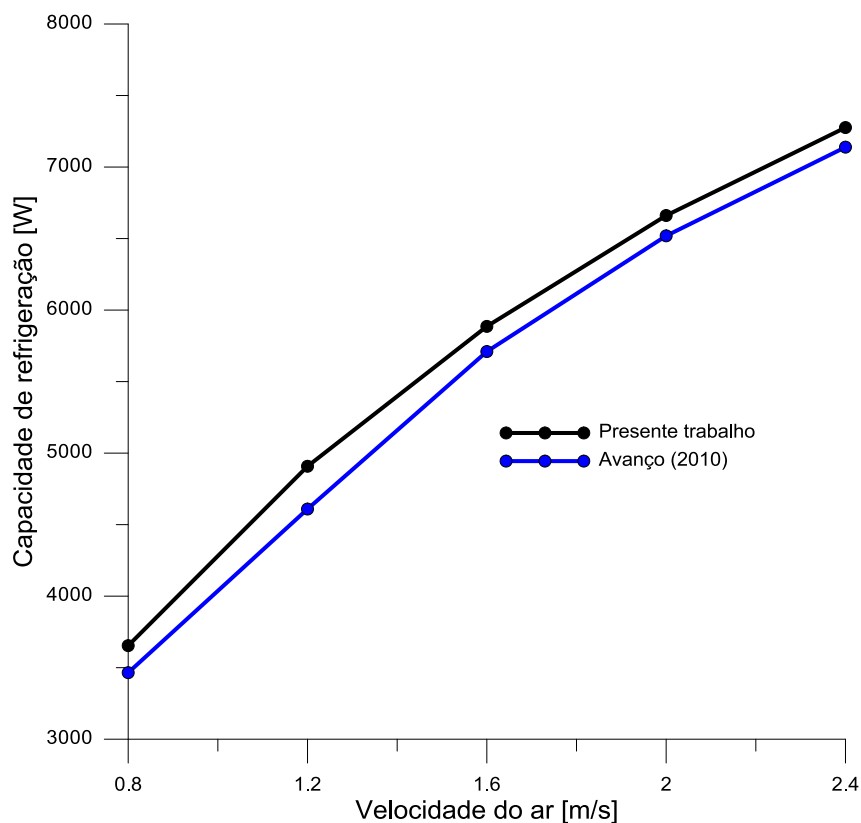


Figura 5.30 – Capacidade de refrigeração em função da velocidade do ar
Fonte: Dados gerados pelo autor

A Figura 5.30, acima, representa a variação da capacidade de refrigeração em função da velocidade do ar, observando-se a simulação feita por (Avanço *et al.*, 2010), utilizando o EVAP-COND versão 2.3 e o presente trabalho que utilizou a versão mais recente, 4.0, do mesmo *software*. Nos dois trabalhos foram obtidas as capacidades de refrigeração para as velocidades 0,8; 1,2; 1,6; 2,0 e 2,4 em metros por segundo. É possível observar uma semelhança entre os padrões das curvas que representam os resultados simulados. Também foi identificado que o aumento na velocidade do ar proporciona um

aumento na capacidade de refrigeração do equipamento simulado. Enquanto a velocidade do ar chegou a triplicar na simulação, a potência frigorífica não chegou a dobrar.

Por fim, foi identificada uma gradual redução do coeficiente angular ou taxa de variação de cada segmento de reta das curvas plotadas.

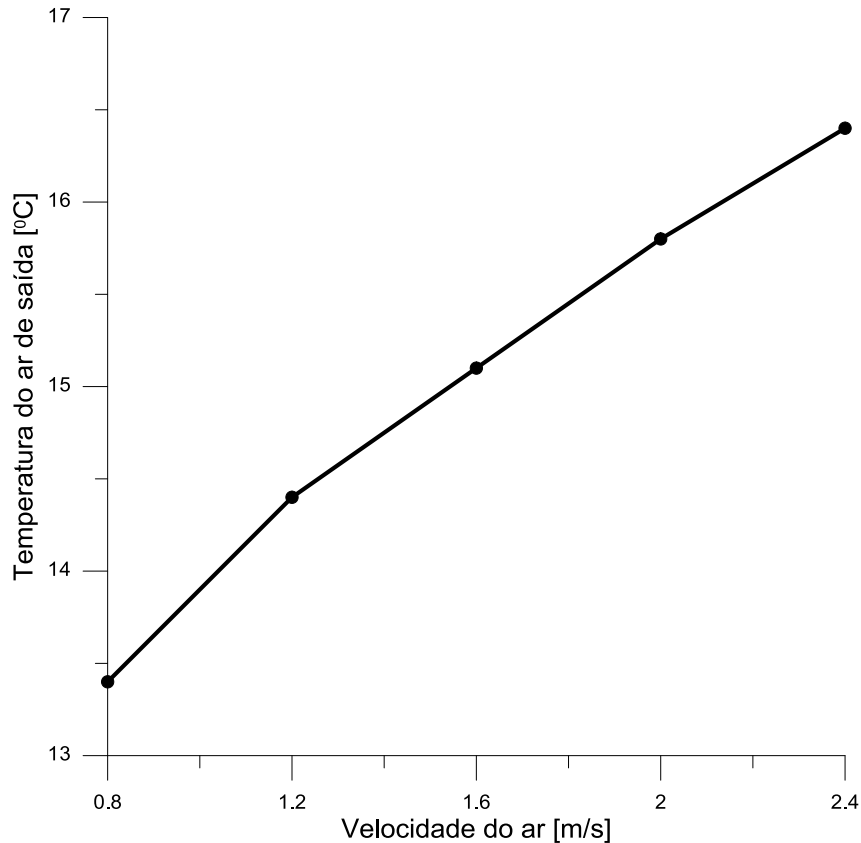


Figura 5.31– Temperatura do ar de saída em função da velocidade do ar
Fonte: Dados gerados pelo autor

Na figura 5.31, acima, é possível identificar que, quanto maior a velocidade do ar de entrada no evaporador, maior é a temperatura do ar de saída. Isso ocorre porque o aumento proporcional da capacidade de refrigeração é mais lento que o crescimento da velocidade de entrada. Com o aumento da velocidade e a baixa condutividade térmica do ar não é possível o resfriamento tão rápido da ar, consequentemente é possível verificar o aumento da temperatura do ar de saída.

5.6.3.2 Temperatura do Ar de Entrada

As Figuras 5.32 a 5.33, abaixo, representam, respectivamente, a comparação dos resultados da simulação do presente trabalho com a simulação desenvolvida por (Avanço *et al.*, 2010), em termos de capacidade de refrigeração do evaporador, e a variação da

temperatura do ar de saída do evaporador em função da velocidade do ar de entrada no mesmo evaporador.

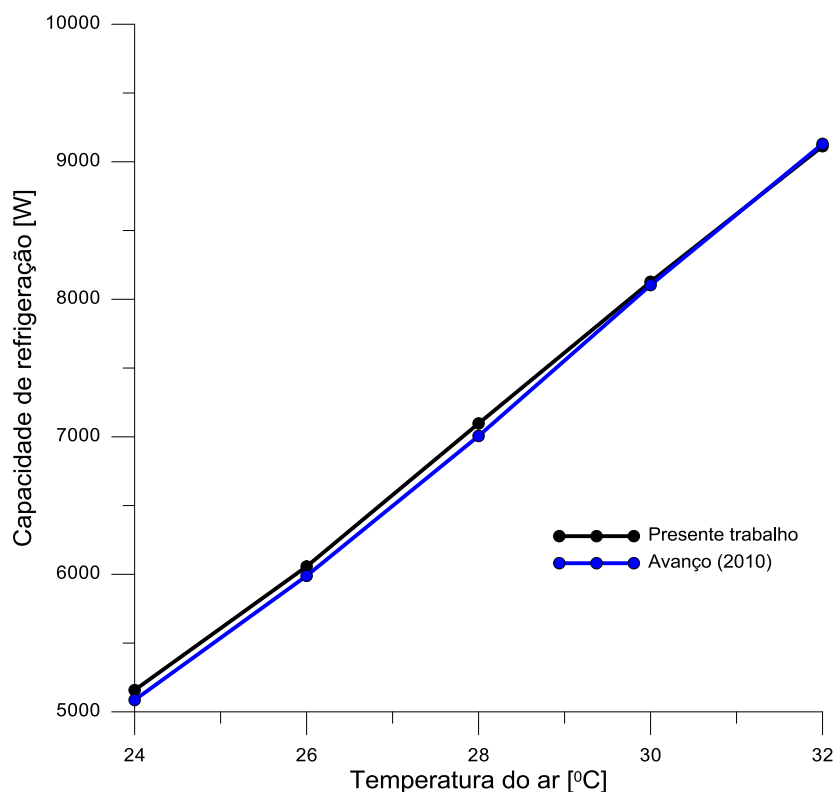


Figura 5.32– Capacidade de refrigeração em função da temperatura do ar
Fonte: Dados gerados pelo autor

Na Figura 5.32, acima, é apresentada a variação da capacidade de refrigeração em watt (W) em função da variação da temperatura de ar de entrada, no evaporador, em graus Celsius (°C). Para essas simulações, foi considerada a velocidade de entrada do ar igual a 1,9 m/s, o que corresponde, de acordo com as condições geométricas do evaporador, a 21,0 m³/min. Pode-se observar uma ótima proximidade entre os resultados das duas versões do EVAP-COND utilizadas. O aumento da temperatura do ar, devido ao aumento do gradiente de temperatura com o fluido refrigerante, ocasionou um aumento na capacidade de refrigeração. Para atender à conservação da energia do evaporador e levando-se em consideração a permanência da área de troca de calor, é esperado que ocorra também um aumento da vazão mássica do fluido refrigerante R-22 utilizado.

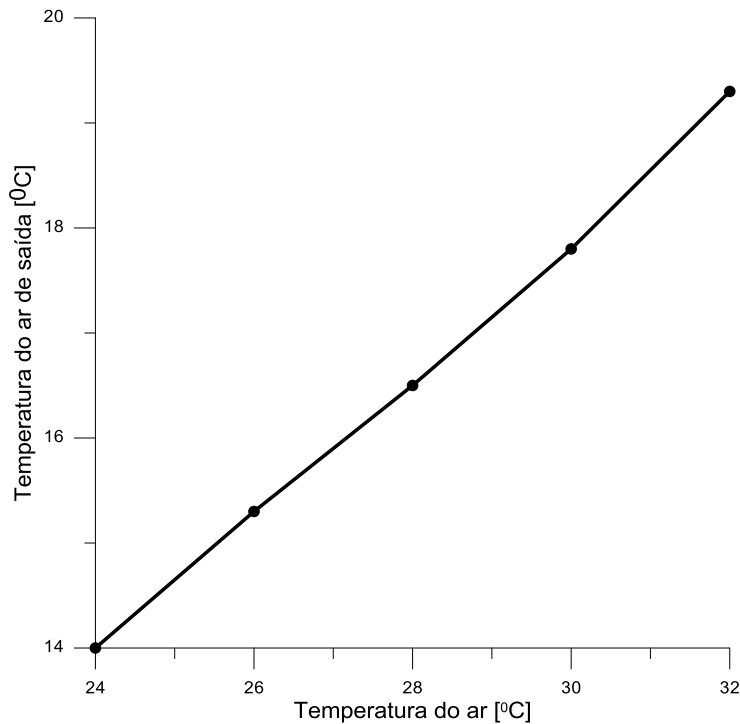


Figura 5.33 – Temperatura do ar de saída em função da temperatura do ar
Fonte: Dados gerados pelo autor

A Figura 5.33, acima, representa a variação da temperatura de ar de entrada e a temperatura do ar de saída no evaporador, ambas em graus Celsius (°C). Constata-se que o aumento da temperatura de entrada ocasiona um aumento na temperatura do ar de saída de maneira quase diretamente proporcional. Na verdade, mantendo-se as mesmas condições do problema era esperado que isso ocorresse.

5.6.3.3 Umidade Relativa do Ar de Entrada

As Figuras 5.34 e 5.35, a seguir, representam, respectivamente, a comparação dos resultados da simulação do presente trabalho com a simulação desenvolvida por Avanço (2010), em termos de capacidade de refrigeração do evaporador, e a variação da temperatura do ar em função da umidade relativa do ar.

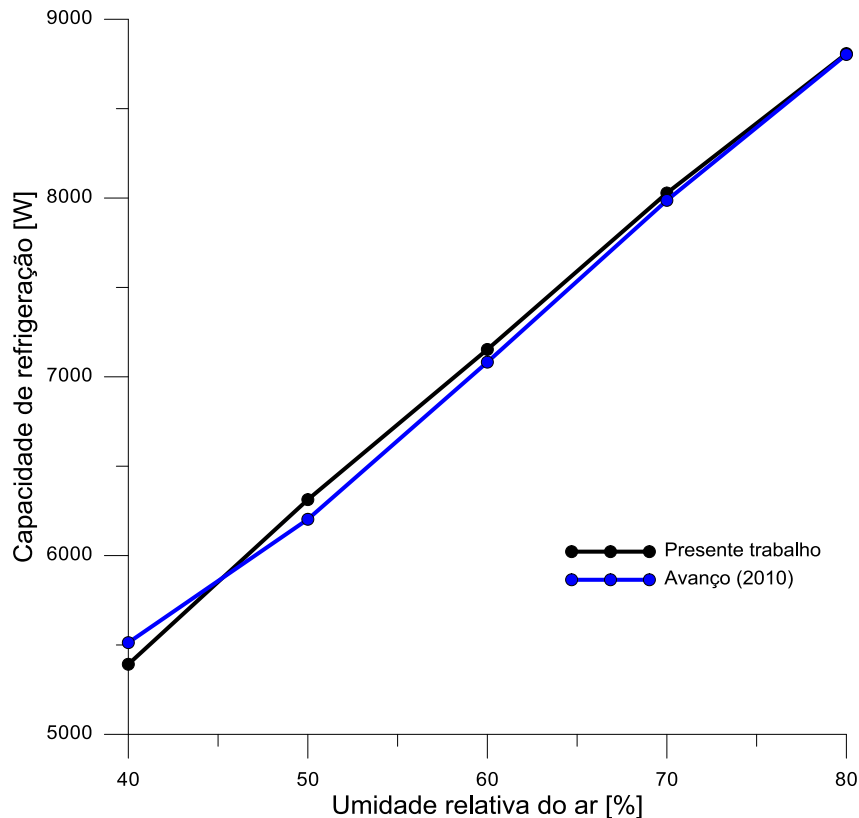


Figura 5.34 – Temperatura do ar de saída em função da temperatura do ar
 Fonte: Dados gerados pelo autor

Na Figura 5.34, acima, é apresentada a variação da capacidade de refrigeração em watt (W) em função da variação da umidade relativa do ar em percentual (%). Com o aumento da umidade relativa do ar, mantendo-se constantes as condições de entrada do ar, pode-se garantir um aumento na razão de umidade do ar (kg de vapor/Kg de ar seco), e um aumento na transferência de calor latente pela condensação do vapor de água pelo lado externo da superfície de troca do evaporador. Também se pode notar um excelente ajuste entre as curvas do resultado da simulação do presente trabalho e os resultados da simulação do trabalho desenvolvido por (Avanço *et al.*, 2010), em termos de capacidade de refrigeração do evaporador.

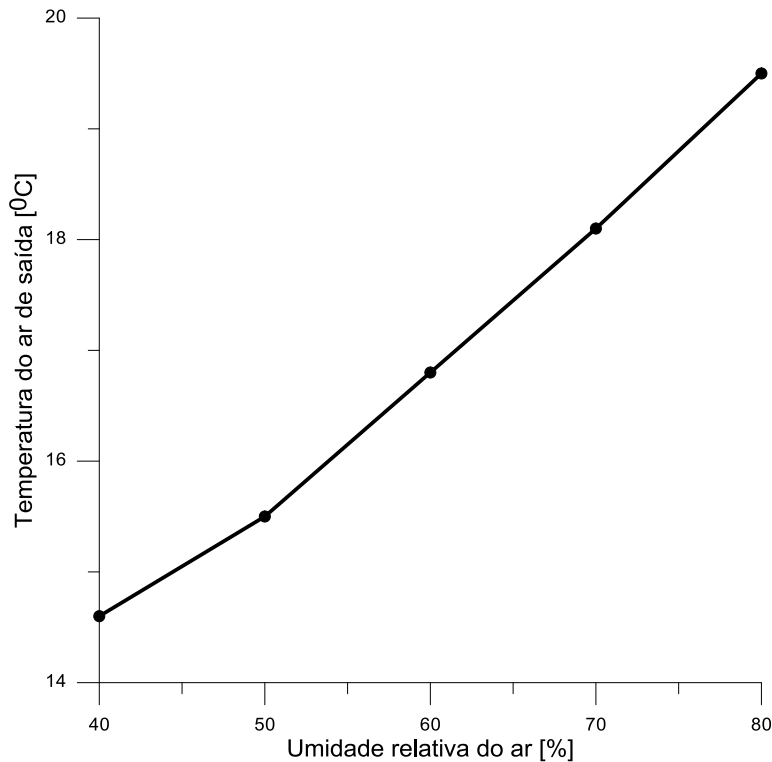


Figura 5.35 – Temperatura do ar de saída em função da temperatura do ar

Fonte: Dados gerados pelo autor

Na Figura 5.35, acima, é representada a variação da temperatura do ar de saída em função da umidade relativa do ar de entrada no evaporador. Devido ao aumento gradativo da umidade relativa ocorre, nas condições dadas, o aumento na razão de umidade e consequente o crescimento da carga latente, com isso, tem-se uma maior dificuldade na redução da temperatura de saída do ar do evaporador.

5.6.4 Unidade Condicionadora de Ar

Esta sub-seção apresenta os detalhes de um estudo de simulação do evaporador e condensador de um condicionador de ar tipo janela usando software EVAP-COND. O estudo compara o desempenho dos trocadores de calor com utilização do fluido refrigerante R-22 para três condições de operação, com resultados experimentais e numéricos mostrados em Devotta *et al.* (2005). O sistema usa um condicionado de ar com capacidade de 5.13 kW (1.5 TR). As condições ambientais e a avaliação de desempenho do condicionador de ar tipo janela são descritas de acordo com o padrão indiano, Indian Standards (IS) 1391 (1992) Parte I.

Existem muitos testes para avaliar o desempenho dos condicionadores de ar para janelas e os mais importantes são aqueles que os classificam com base na eficiência energética. Há um teste de classificação de capacidade chamado Teste Doméstico (DT) para mercado doméstico indiano e outros dois testes destinados aos aparelhos que serão exportados: o teste de exportação A (ETA) e o teste de exportação B (ETB). As condições de ETB são semelhantes às condições do ASHRAE B (modo de resfriamento). Para fins de discussão, os testes DT e o teste ETA são classificados como condições operacionais mais baixas e ETB como condições operacionais mais altas. O objetivo do teste de classificação é determinar a magnitude do efeito de resfriamento total, o efeito de desumidificação e o efeito de resfriamento sensível. As condições do teste de consumo de energia são as mesmas utilizadas no teste de classificação de capacidade. As condições do ar sob a forma de temperatura de bulbo seco (DBT) e temperatura de bulbo úmido (WBT), em ambos os lados de Janela de ar condicionado, para testes de classificação de capacidade, são apresentados na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Comparação dos resultados entre modelos com capacidade de 5.13 kW

Fonte: Dados gerados pelo autor

Teste	Condições de entrada		Condições de saída	
	DBT (°C)	WBT (°C)	DBT (°C)	WBT (°C)
Teste doméstico (DT)	27	19	35	30
Teste Exp. A (ETA)	27	19	35	24
Teste Exp. B (ETB)	29	19	46	24

De acordo com IS 1391, o condicionador de ar de janela foi testado em uma câmara psicrométrica, conforme mostrado na Fig. 5.36, a seguir. A câmara consiste em dois recintos de mesmo tamanho, sendo que um dos recintos possui o evaporador e outro o condensador. As condições de temperatura dos dois quartos foram mantidas conforme prescrito na Tab.5.4. Nesse método, as medidas das temperaturas do bulbo seco e do bulbo úmido de entrada e saída do ar e as taxas de fluxo associadas foram utilizadas para calcular a capacidade de resfriamento. O dispositivo de medição da taxa de fluxo de ar do tipo e as temperaturas foram registradas com a ajuda de termômetros de precisão, com precisão de $\pm 0,1$ °C. Um painel eletrônico registrou a energia consumida pelo condicionador de ar com uma precisão de ± 10 W. As pressões do refrigerante foram medidas usando-se o método

de tubo Bourdon, com uma precisão de $\pm 13,7$ kPa. A diferença de pressão do ar através do bocal foi medida usando-se manômetro inclinado.

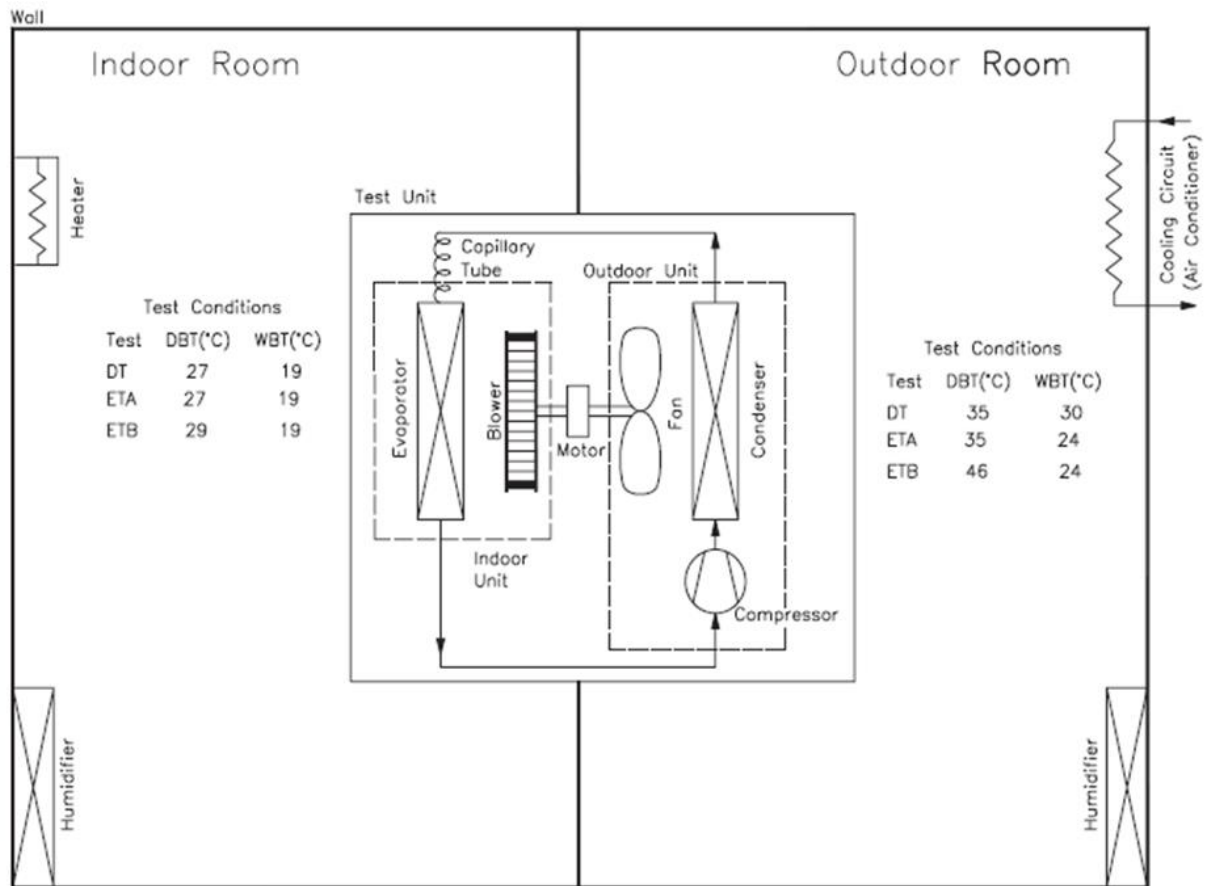


Figura 5.36 – Diagrama de instalação dos testes

Fonte: Devotta *et al.* (2005)

5.6.4.1 Evaporador

O arranjo dos tubos do circuito de refrigeração, os dados geométricos, materiais utilizados, as condições de operação no evaporador e um sumário dos resultados obtidos são apresentados nas Figs. 5.37 a 5.40 e na Tab. 5.5, a seguir.

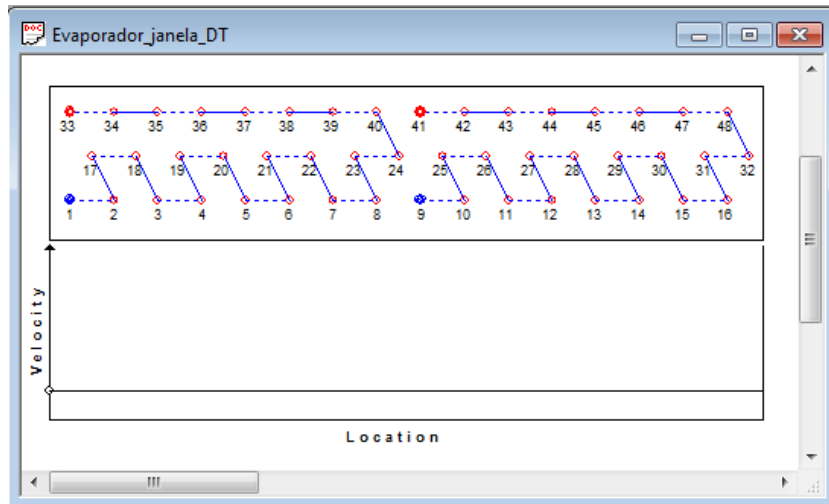


Figura 5.37- Circuito da serpentina do evaporador e o perfil de velocidade
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

The 'Coil Design Data' dialog box contains the following fields and values:

- Data for a section:**
 - No. of tubes in depth row #1: 16
 - No. of tubes in depth row #2: 16
 - No. of tubes in depth row #3: 16
 - No. of tubes in depth row #4: 0
 - No. of tubes in depth row #5: 0
- Tube data:**
 - Tube length: 422 mm
 - Inner diameter: 9.44 mm
 - Outer diameter: 10 mm
 - Tube pitch: 25.4 mm
 - Depth row pitch: 22 mm
 - Inner surface: Smooth
 - Material: Copper
 - Thermal conductivity: 0.386 kW/(m.C)
- Units:**
 - ☒ SI Units ☐ British Units
- Number of slabs:** 1
- Fin data:**
 - Thickness: 0.11938 mm
 - Pitch: 1.9538 mm
 - Type: Wavy
 - Material: Aluminum
 - Thermal conductivity: 0.237 kW/(m.C)
- Volumetric flow rate:** 13.87 m³/min
- Fan power:** 100 W
- Buttons: Cancel, OK

Figura 5.38 – Parâmetros geométricos e materiais utilizados no evaporador
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

The 'Evaporator Operating Conditions' dialog box contains the following fields and values:

- Refrigerant:**
 - Inlet pressure: 613.5 kPa
 - Inlet quality: 0.2 (fraction)
 - Mass flow rate: 126.6 kg/h
- Air:**
 - Inlet temperature: 27 (C)
 - Inlet pressure: 101.325 kPa
 - Inlet relative humidity: 0.47 (fraction)
- Units:**
 - ☒ SI Units ☐ British Units
- Buttons: Cancel, OK

Figura 5.39 – Condições de entrada do evaporador
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

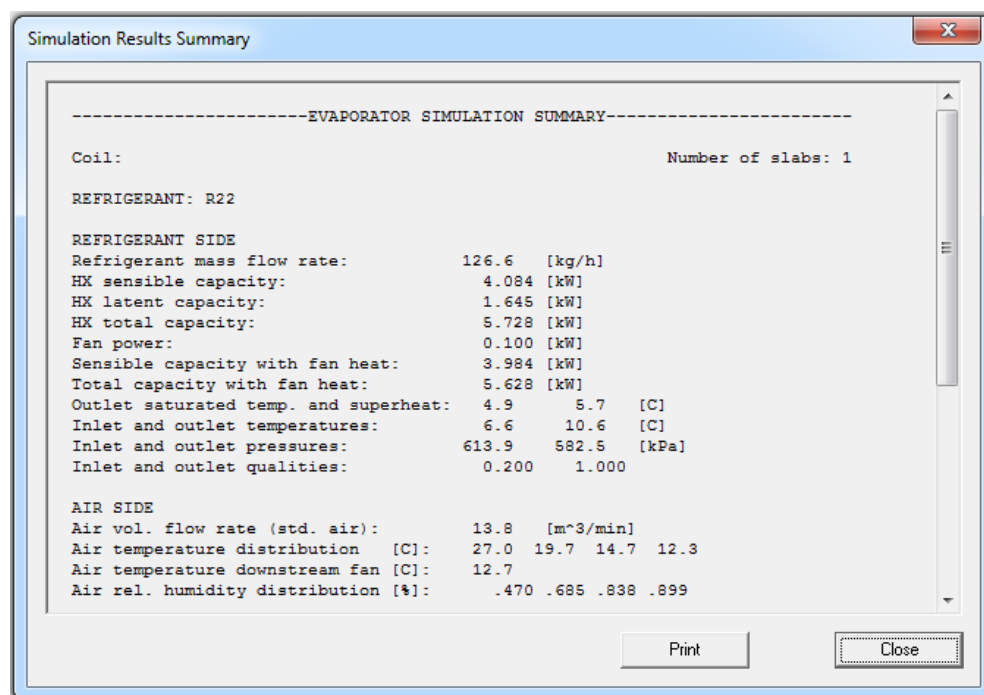


Figura 5.40 – Resultados gerados na simulação do evaporador

Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

Tabela 5.5 – Comparação dos resultados entre modelos DT, ETA e ETB.

Fonte: Dados gerados pelo autor

TESTE	Temperatura de saída do ar no evaporador (°C)		
	Devotta <i>et al.</i> (2005)		Presente trabalho
	Experimental	Simulado	
DT	12,2	12,5	12,3
ETA	12,8	13,0	12,9
ETB	15,5	15,4	15,4

Analisando os resultados obtidos no presente trabalho e comparando-os com os resultados experimentais e simulados por Devotta (2005), pode-se verificar ótima concordância para a temperatura de saída do ar no evaporador, com média de erros inferior a 1%. A discrepância entre o atual trabalho e os resultados experimentais e simulados por Devotta (2005) são respectivamente: 0,8% e 1,6% para o DT; 0,8 e 0,8% para o ETA; e 0,6% e 0% para o ETB.

5.6.4.2 Condensador

Para o condensador, foi realizada a simulação de maneira análoga. O arranjo dos tubos do circuito de refrigeração, os dados geométricos, os materiais utilizados, as

condições de operação no condensador e um sumário dos resultados obtidos são apresentados nas Figs. 5.41a 5.44.

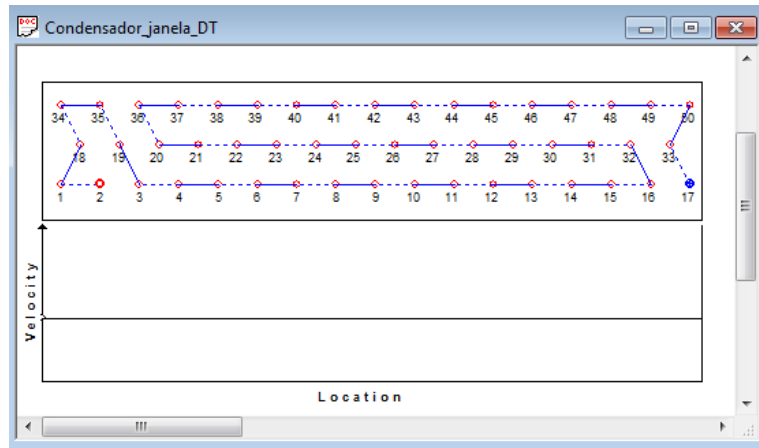


Figura 5.41 - Circuito da serpentina do condensador e o perfil de velocidade
Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

Data for a section			
No. of tubes in depth row #1:			17
No. of tubes in depth row #2:			16
No. of tubes in depth row #3:			17
No. of tubes in depth row #4:			0
No. of tubes in depth row #5:			0

Tube data			
Tube length	mm		575
Inner diameter	mm		9.44
Outer diameter	mm		10
Tube pitch	mm		25.4
Depth row pitch	mm		22
Inner surface			Smooth
Material			Copper
Thermal conductivity	kW/(m.C)		0.386

Fin data			
Thickness	mm		0.11938
Pitch	mm		1.9538
Type			Wavy
Material			Custom
Thermal conductivity	kW/(m.C)		0.202
Volumetric flow rate	m³/min		35.3
Fan power	W		100

Units: ☒ SI Units ☐ British Units

Number of slabs: 1

Buttons: Cancel, OK

Figura 5.42 – Parâmetros geométricos e materiais utilizados no condensador
Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

Figura 5.43– Condições de entrada do condensador

Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND

```

-----CONDESER SIMULATION SUMMARY-----

Coil:                                     Number of slabs: 1

REFRIGERANT: R22

REFRIGERANT SIDE
Refrigerant mass flow rate:      126.6      [kg/h]
HX heating capacity:             7.249      [kW]
Fan power:                       0.100      [kW]
Heating capacity with fan heat:  7.349      [kW]
Inlet and outlet temperatures:   99.9      43.8      [C]
Saturated inlet temp. and superheat: 57.4      42.5      [C]
Sat. outlet temp. and subcooling: 56.1      12.3      [C]
Inlet and outlet pressures:      2293.8    2229.6    [kPa]
Inlet and outlet qualities:      1.000      0.000

AIR SIDE
Air vol. flow rate (std. air):    19.9      [m³/min]
Air temperature distribution [C]: 35.0      42.9      48.4      52.5
Air temperature downstream the fan: 52.7      [C]
Flow rate correction multiplier (temp. & pressure): 0.983

CONDITION OF REFRIGERANT LEAVING OUTLET TUBES
  
```

Figura 5.44 – Resultados gerados na simulação do condensador

Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND.

Tabela 5.6 – Comparação dos resultados entre modelos DT, ETA e ETB.

Fonte: Dados gerados pelo autor

TESTE	Temperatura de saída do ar no condensador (°C)		
	Devotta <i>et al.</i> (2005)		Presente trabalho
	Experimental	Simulado	
DT	52,5	52,6	52,5
ETA	53,1	51,4	52,2
ETB	64,0	58,7	60,0

Analisando os resultados obtidos no presente trabalho e comparando-os com os resultados experimentais e simulados por Devotta (2005), pode-se verificar ótima concordância para a temperatura de saída do ar no condensador. A discrepância entre o

atual trabalho e os resultados experimentais e simulados por Devotta (2005) são, respectivamente: 0% e 0,2% para o DT, 1,7% e 1,6% para o ETA e 6,7% e 2,2% para o ETB.

5.6.5 Variação de Parâmetros do Condensador

Após todas as validações já realizadas para o condensador com o EVAP-COND 4.0, foram, na sequência, realizadas simulações com variações dos parâmetros. A variação de parâmetros ocorreu para: velocidade do ar, temperatura do ar de entrada e umidade do ar de entrada.

Em todas as simulações, os seguintes parâmetros foram constantes: a temperatura de entrada do ar foi igual a 35°C; a umidade relativa do ar na entrada igual a 0,695; a temperatura de entrada do refrigerante igual a 99,9°C; a taxa volumétrica do ar igual a 20 m³/min; a pressão de entrada do refrigerante igual 2293.8 kPa e a pressão de entrada do ar igual a 101,525 kPa. A geometria das aletas e do evaporador permaneceram as mesmas da seção anterior.

5.6.5.1 Velocidade do ar de entrada no condensador

As Figura 5.45 e 5.46, a seguir, mostram respectivamente a variação da capacidade de refrigeração em função da velocidade do ar de entrada no condensador e a variação da temperatura do ar de saída em função da velocidade do ar de entrada no condensador.

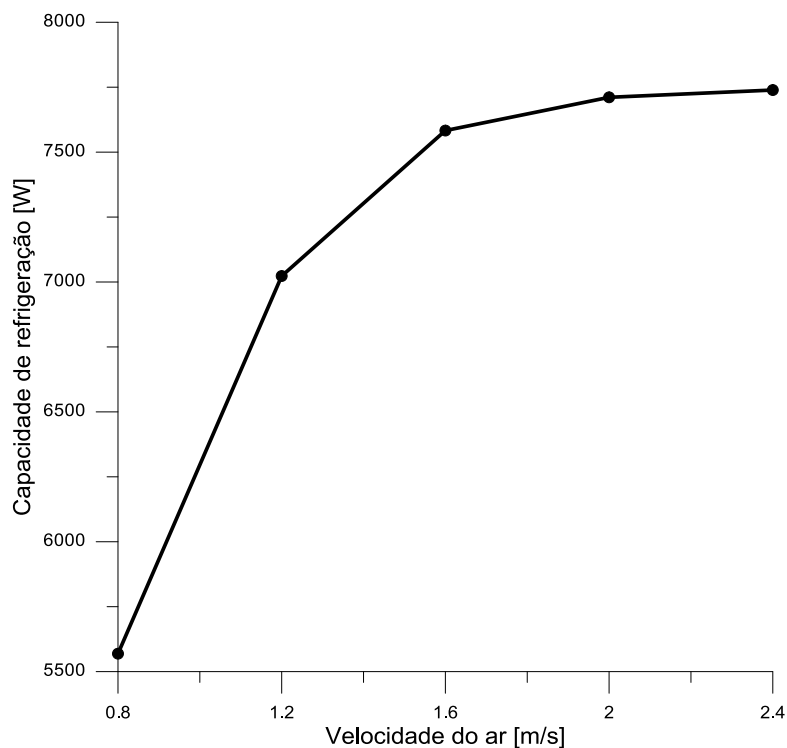


Figura 5.45 – Capacidade de refrigeração em função da velocidade do ar de entrada
Fonte: Dados gerados pelo autor

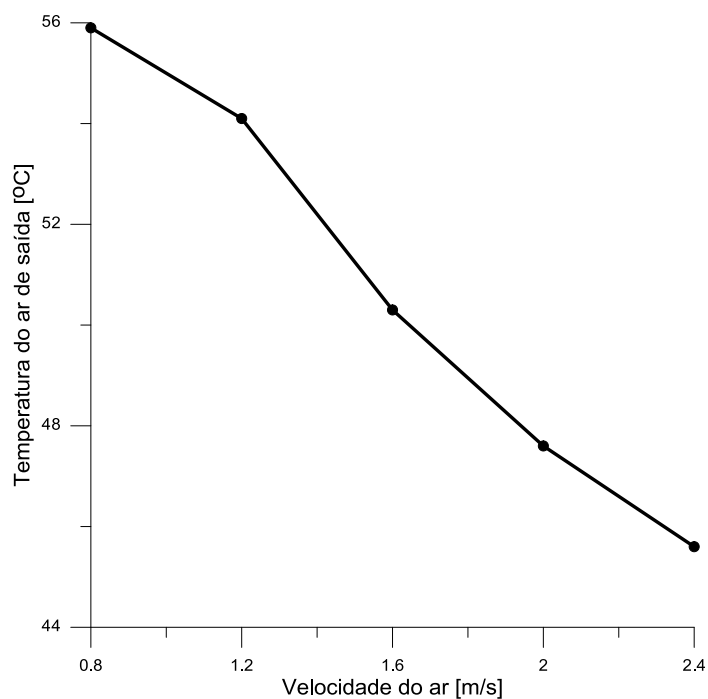


Figura 5.46– Temperatura do ar de saída em função da velocidade
Fonte: Dados gerados pelo autor

A Figura 5.45 representa a variação da capacidade de refrigeração em watt (W) em função da variação da velocidade do fluxo de ar em metro (m). Foram aferidas as capacidades de refrigeração para as velocidades 0,8; 1,2; 1,6; 2,0 e 2,4 metros por segundo. É identificado que o aumento na velocidade do ar de entrada no condensador proporciona uma gradual redução na capacidade de refrigeração do equipamento simulado. Isso ocorre porque o aumento proporcional da capacidade de refrigeração é mais lento que o crescimento da velocidade do ar de entrada e da massa de ar adicionada na simulação. Já a figura 5.46 representa a variação da temperatura do ar de saída em função da velocidade do ar de entrada no condensador. Constata-se que o aumento da velocidade do ar de entrada ocasiona uma diminuição na temperatura do ar de saída, pois o aumento da velocidade e a baixa condutividade térmica do ar impedem seu rápido aquecimento.

5.6.5.2 temperatura do ar de entrada no condensador

As Figuras 5.47 e 5.48, a seguir, representam, respectivamente, a capacidade de refrigeração em função da temperatura do ar de entrada no condensador e a variação temperatura do ar de saída em função da temperatura do ar de entrada no condensador.

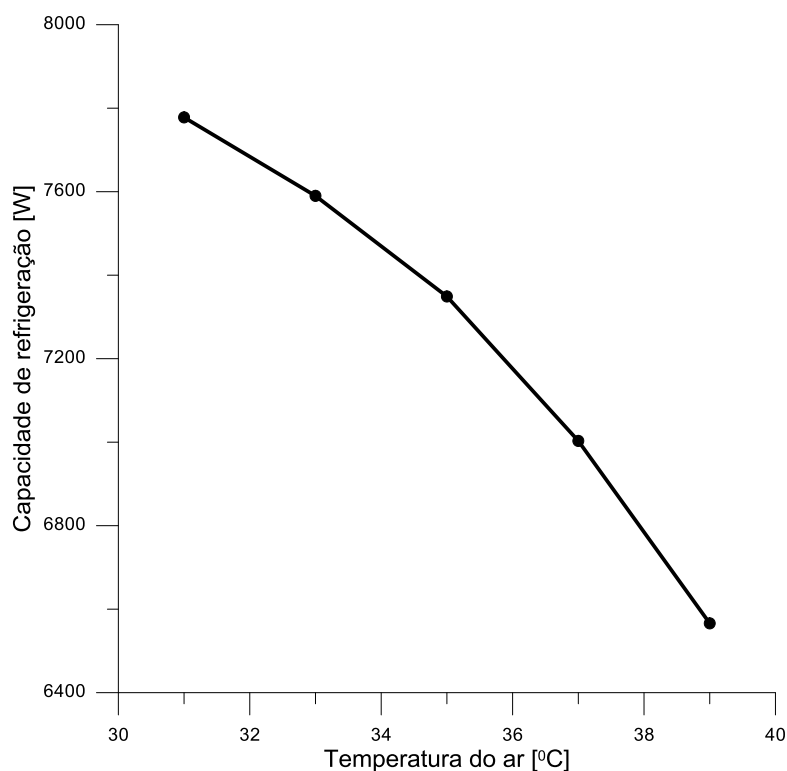


Figura 5.47 – Capacidade de refrigeração em função da temperatura do ar de entrada
Fonte: Dados gerados pelo autor

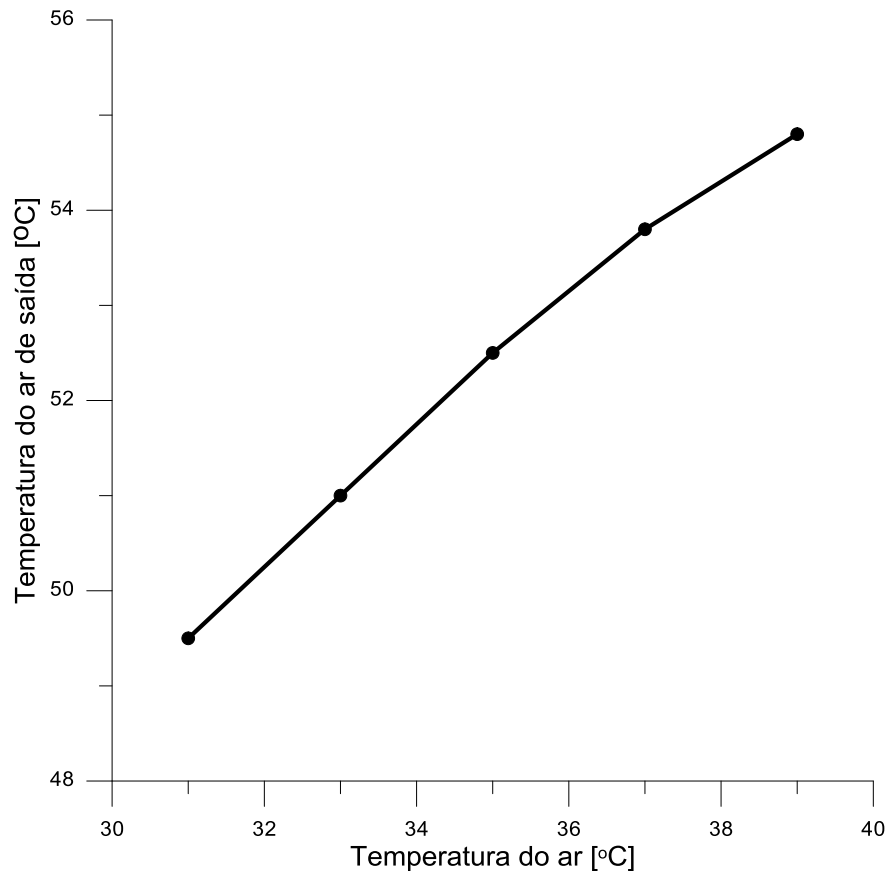


Figura 5.48 – Temperatura do ar de saída em função da temperatura do ar de entrada

Fonte: Dados gerados pelo autor

Na Figura 5.47 é apresentada a variação da capacidade de refrigeração em watt (W) em função da variação da temperatura de ar de entrada, no evaporador, em graus Celsius (°C). O aumento da temperatura do ar reduz o gradiente de temperatura com o fluido refrigerante, ocasionando uma redução na capacidade de refrigeração. Já a figura 5.48, acima, representa a variação da temperatura de ar de entrada e a temperatura do ar de saída no evaporador, ambas em graus Celsius (°C). Constata-se que o aumento da temperatura de entrada ocasiona um aumento na temperatura do ar de saída de maneira quase diretamente proporcional, o que já se era esperado.

5.6.5.3 Umidade relativa do ar de entrada no condensador

As Figuras 5.49 e 5.50, a seguir, representam, respectivamente, a capacidade de refrigeração em função da umidade relativa do ar de entrada no condensador e a temperatura do ar de saída em função da umidade relativa de entrada no condensador.

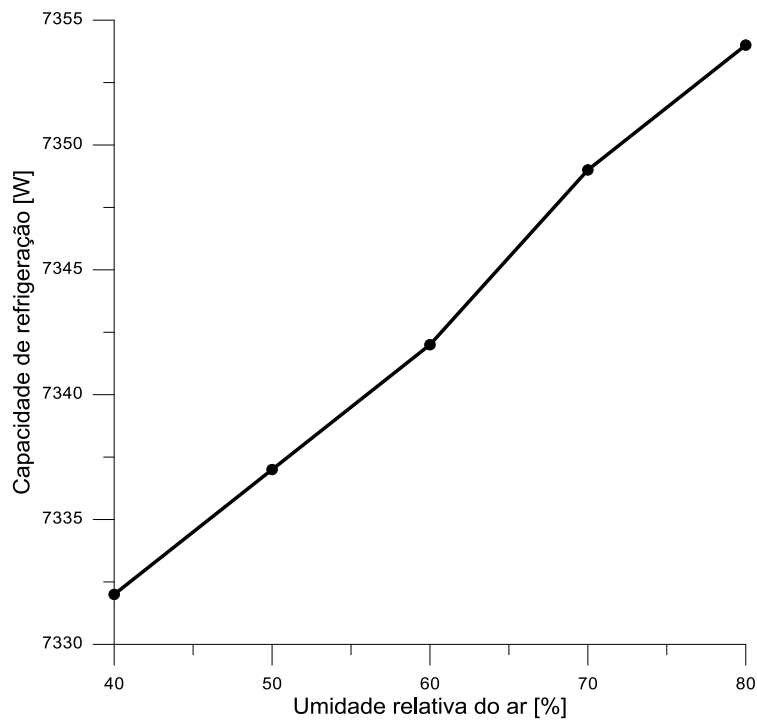


Figura 5.49 – Capacidade de refrigeração em função da umidade relativa do ar de entrada no condensador

Fonte: Dados gerados pelo autor

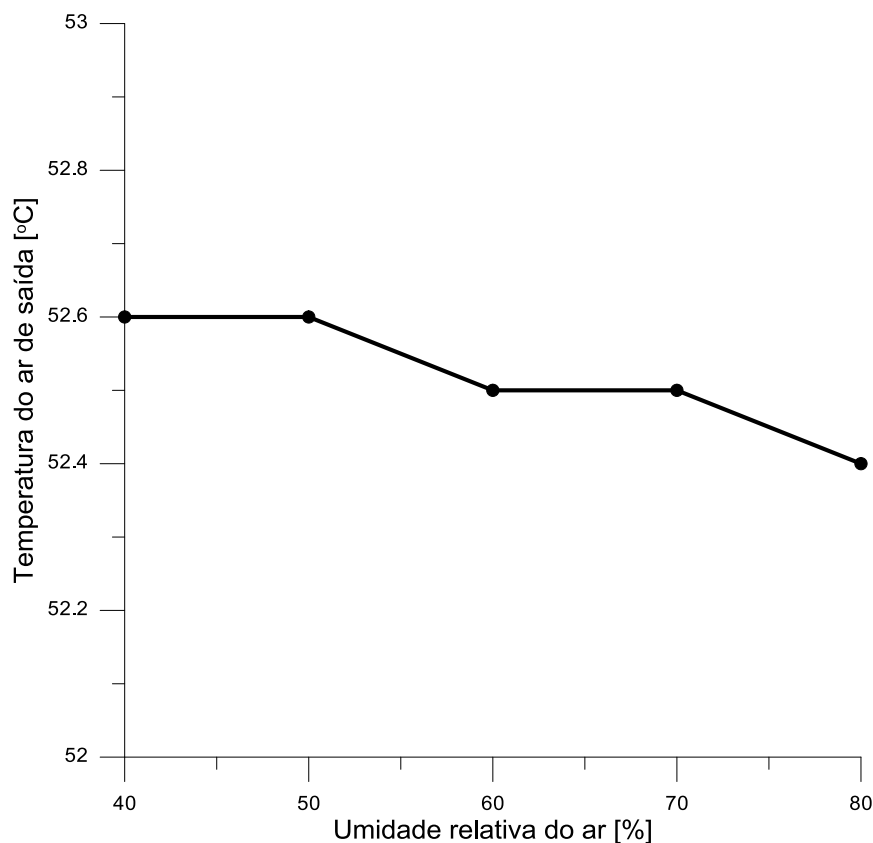


Figura 5.50 – Temperatura do ar de saída em função da umidade relativa do ar de entrada
 Fonte: Dados gerados pelo autor

Na Figura 5.49, é apresentada a variação da capacidade de refrigeração em watt (W) em função da variação da umidade relativa do ar em percentual (%). Com o aumento da umidade relativa do ar, mantendo-se constantes a temperatura e as demais condições de entrada do ar, pode-se garantir um aumento na razão de umidade do ar (kg vapor/Kg de ar seco), conseqüentemente, um aumento da carga latente e, devido às condições de contorno, um natural aumento da capacidade frigorífica do equipamento. Já na Figura 5.50, acima, é representada a variação da umidade relativa do ar de entrada e a temperatura do ar de saída no evaporador. Por não haver mudança de fase do ar nesse equipamento (condensador), verifica-se apenas uma sutil redução da temperatura em relação ao grande aumento da umidade relativa na entrada do condensador.

5.7 CONCLUSÃO

Após as validações numéricas e experimentais, pode-se observar que o *software* EVAP-COND versão 4.0 apresentou resultados muito compatíveis com os resultados

experimentais e resultados simulados encontrados na literatura e que foram objeto de análise neste capítulo. As comparações da mesma versão do *software* com o EVSIM, utilizando-se a correlação de Gungor-Winterton, o EVSIM, utilizando-se a correlação de Liu-Winterton, e o EVAP-COND versão 2.3 variaram ponto a ponto, de acordo com a mudança de vazão. O menor erro relativo, comparado aos resultados experimentais, para uma determinada vazão, foi observado com a simulação do presente trabalho (0,1%); e o maior erro relativo foi observado com a simulação feita utilizando o EVSIM com a correlação de Liu-Winterton (11,5%).

A utilização do EVAP-COND para simular um condensador de um aparelho condicionador de ar do tipo janela, também apresentou ótimo resultado. Os resultados simulados no presente trabalho, na análise experimental e na simulação realizada por Devotta (2005) mais uma vez apresentam ótima concordância. A discrepância entre o atual trabalho e os resultados experimentais e simulados por Devotta (2005) são, respectivamente: 0% e 0,2% para o DT, 1,7% e 1,6% para o ETA e 6,7% e 2,2% para o ETB.

Embora o EVSIM possa ser utilizado também com boa precisão de resultados, é inegável que as facilidades, funcionalidades, adequação às necessidades e a melhor precisão do EVAP-COND tornam-no mais vantajoso.

CAPÍTULO VI

SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR: DESSECANTE, COMPRESSÃO DE VAPOR E HÍBRIDO

6.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão validados e simulados os sistemas de condicionamento de ar dessecante, por compressão de vapor e híbrido (dessecante com compressão de vapor). Para isso, inicialmente, o código computacional será validado numérica e experimentalmente, e na sequência, serão testadas diversas configurações envolvendo tais sistemas e variando as condições de entrada para climas quente e pouco úmido, úmido e muito úmido. Por fim, serão discutidos os resultados obtidos.

6.2 SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR DESSECANTE

6.2.1 Configuração e Princípio de Funcionamento do Sistema

O sistema de condicionamento de ar dessecante ora apresentado, inicialmente operará em ciclo aberto, com renovação total do ar, e será composto por um rotor dessecante, um rotor regenerativo (sensível), dois umidificadores e um aquecedor, como mostrado na Figura 6.1, a seguir.

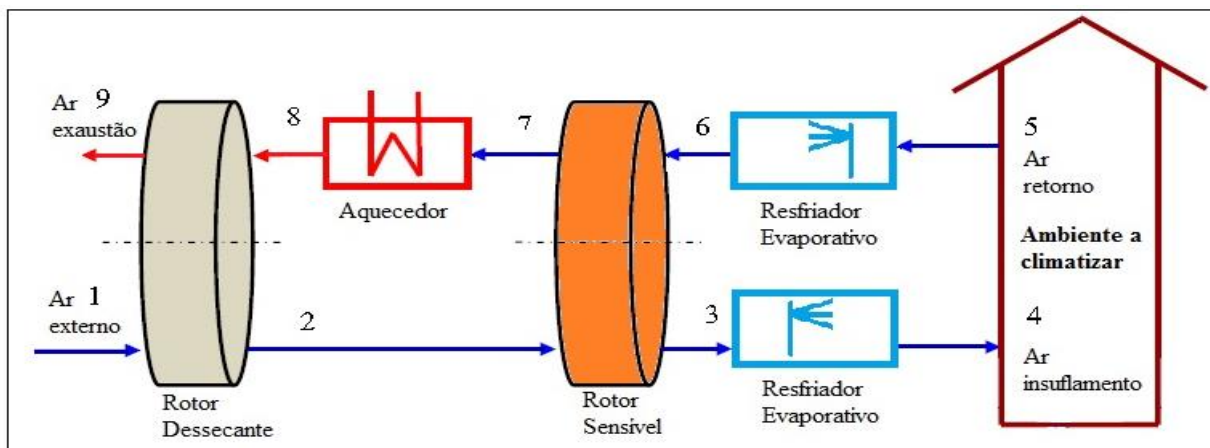


Figura 6.1 - Sistema de condicionamento de ar dessecante

Fonte: Autoria própria

O funcionamento do sistema de condicionamento do ar dessecante encontra-se detalhado com a sequência da operação iniciada a partir da entrada do ar externo. Daí, o fluxo de ar passa pela seção de processo no rotor dessecante, saindo com aumento de temperatura e redução da razão de umidade, ou seja, quente e menos úmido (1-2). Posteriormente, esse fluxo de ar passa por um trocador de calor rotativo (rotor regenerativo), tendo a sua temperatura reduzida, mantendo a razão de umidade constante (2-3) e, após passar por um resfriador evaporativo (3-4), é insuflado no ambiente a ser climatizado com temperatura e razão de umidade em condições de absorver a carga térmica do recinto com o objetivo de obter o conforto térmico. Na operação de retorno, após passar pelo resfriador evaporativo (5-6), o ar úmido é resfriado e ainda mais umedecido. Depois, será aquecido ao passar no trocador de calor (6-7) e no aquecedor (7-8), respectivamente, e, finalmente, atravessa a seção de regeneração do rotor dessecante, realizando a dessorção (8-9), para, assim, o fluxo de ar quente e muito úmido ser rejeitado para o ambiente externo.

O processo de evolução típica desse sistema dessecante utilizando dois rotores, em regime periódico, é mostrado através de um diagrama psicrométrico na Figura 6.2, a seguir.

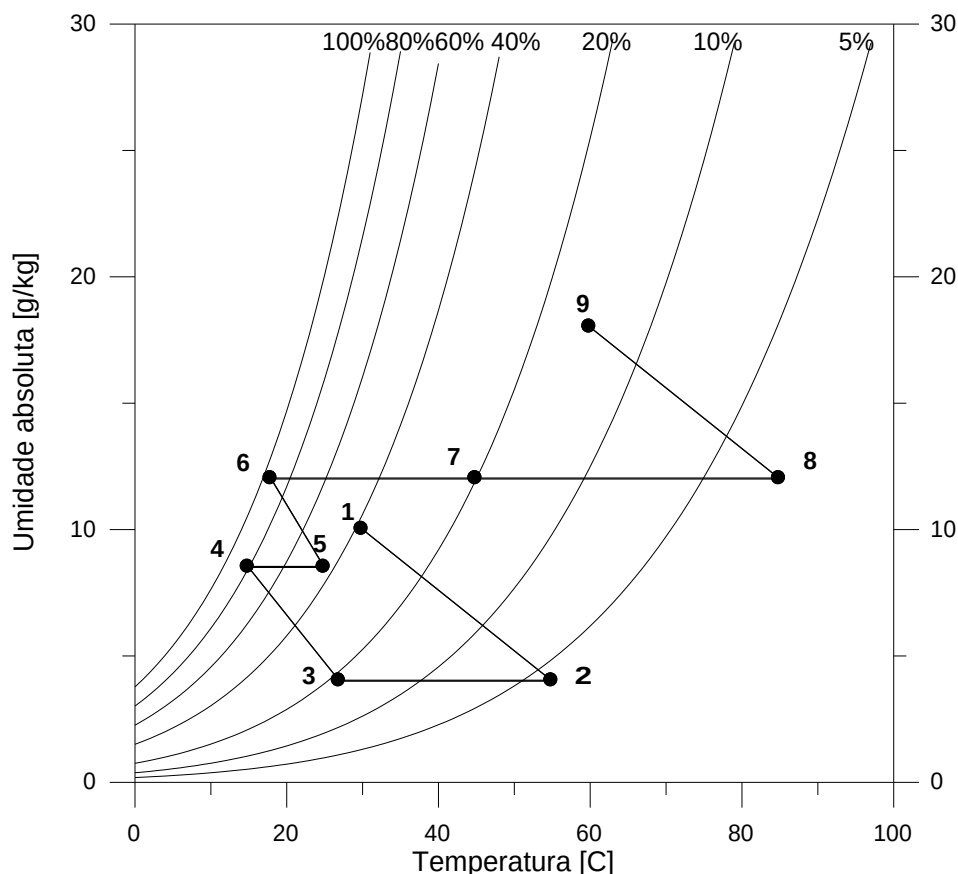


Figura 6.2 – Representação psicrométrica de um sistema dessecante
Fonte: MEDEIROS (2007).

O procedimento usual para determinação do desempenho de qualquer sistema dessecante é justamente simular individualmente cada componente, um a um, até a condição de regime permanente.

Neste capítulo, uma das contribuições é simular o sistema de condicionamento de ar dessecante com dois rotores para clima quente e úmido, impondo uma carga térmica no recinto a ser climatizado e verificando se é possível alcançar uma condição de conforto térmico no ambiente. Para tanto, os componentes do sistema dessecante foram modelados e simulados em capítulos anteriores e agora serão acoplados, objetivando apresentar uma resposta dinâmica.

Os rotores dessecantes são trocadores rotativos de calor e massa, tipo ar-ar, impregnado com material dessecante e trabalham com uma velocidade de rotação da ordem de algumas rotações por hora. Nesse tipo de rotor, a velocidade de rotação é relativamente baixa para permitir a desumidificação do ar úmido, sendo a matriz axialmente atravessada simultaneamente por dois escoamentos de ar de sentidos opostos e o meio poroso dessecante ciclicamente submetido aos processos de adsorção e de

dessorção. A relação entre as áreas de dessorção e adsorção pode ser balanceada (1:1) conforme Fig. 6,3, abaixo.

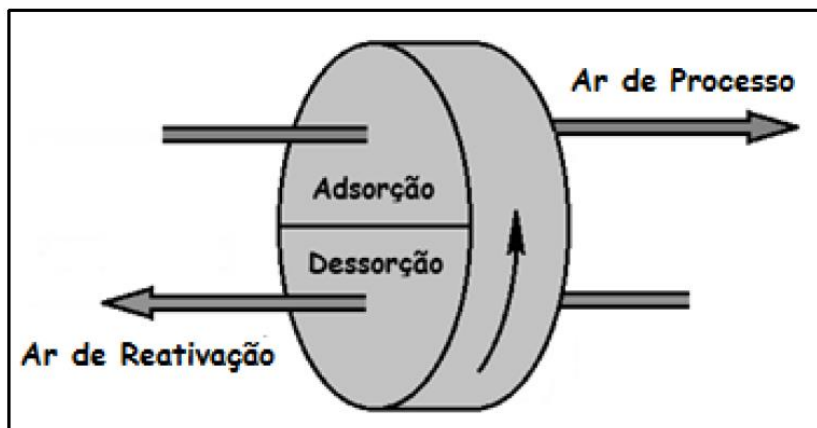


Figura 6.3 - Diagrama do rotor dessecante
Fonte: Melo (2015)

Na formulação do problema de transferência de calor e massa em rotores dessecantes, foi usado um modelo com resistência à difusão de massa na matriz dessecante, conforme detalhado no capítulo IV.

O rotor regenerativo tem a função de resfriar o fluxo de ar de processo (adsorção) que sai do rotor dessecante e, simultaneamente, pré-aquece a corrente de ar de retorno que irá para o aquecedor, a fim de regenerar a matriz do rotor dessecante, conforme pode ser mostrado na Fig. 6.4, abaixo. Suas funções são: remover o calor sensível, manter constante a razão de umidade e obter o máximo de efetividade motivado pela diferença de temperatura entre os fluxos de ar de processo e de regeneração.

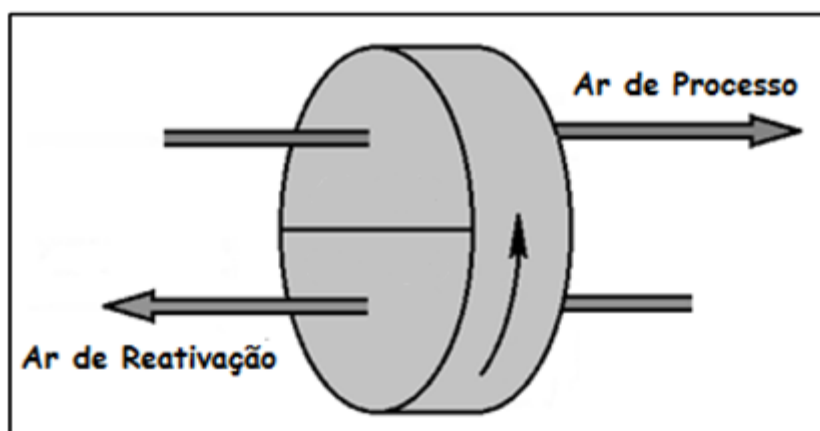


Figura 6.4 - Diagrama do rotor regenerativo
Fonte: Melo (2015)

A redução da temperatura do ar de processo, após o rotor regenerativo, ainda não é suficiente para fornecer condição de conforto no recinto climatizado. Por essa razão, é necessária a utilização do umidificador para obter tal condição, através de resfriados evaporativos tipo lavador de ar. O processo de resfriamento evaporativo é simples, de baixo custo, prático e ecologicamente correto, pois utiliza apenas ar e água e consiste, basicamente, na evaporação desta no momento da passagem do fluxo de ar. Este, em contato com a água, fica saturado e, ao mesmo tempo, cede o calor necessário para que uma parcela da água evapore. Através desse fenômeno, ocorre a redução da temperatura do ar em função do calor sensível transferido para a água. A Figura 6.5, a seguir, mostra um resfriador evaporativo do tipo lavador de ar (borrifadores). Onde T_{u1} e T_{u2} são, respectivamente, as temperaturas de bulbo seco da corrente de ar na entrada e na saída do umidificador; e T_{bu} é a temperatura de bulbo úmido da corrente de ar na entrada do umidificador.

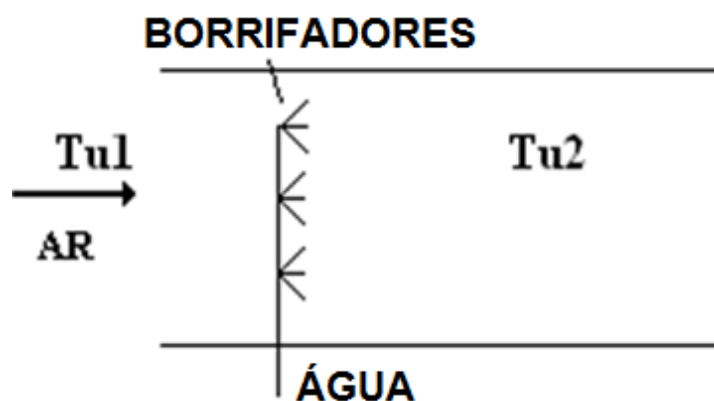


Figura 6.5 - Representação esquemática de um umidificador
Fonte: MEDEIROS (2007).

No sistema de condicionamento de ar dessecante existe, também, um segundo umidificador que tem a função de resfriar o ar de retorno, que é extraído do recinto climatizado. Dessa forma, o ar resfriado, ao passar pelo rotor regenerativo, faz com que este perca calor e tenha sua temperatura diminuída, ou seja, o ar umidificado serve de fonte fria para o rotor regenerativo.

Os aquecedores são equipamentos capazes de elevar a temperatura do ar, mantendo a razão de umidade constante através do mecanismo de transferência de calor sensível entre o ar e a fonte externa de calor. Especificamente para o sistema de condicionamento de ar dessecante, a finalidade do aquecedor é aquecer o fluxo de ar para a dessorção da matriz dessecante, regenerando o dessecante. A Figura 6.6, seguinte, mostra a

representação esquemática de um aquecedor utilizado para regenerar os rotores dessecantes utilizando uma fonte de calor externa.

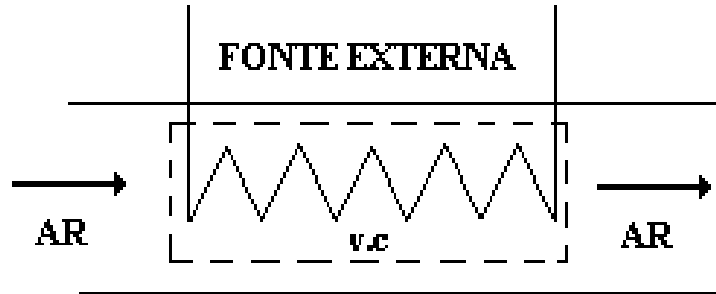


Figura 6.6 – Representação esquemática de um aquecedor
Fonte: MEDEIROS (2007).

Para a obtenção coeficiente de performance térmico (COP) nos sistemas dessecantes com dois rotores simulados será utilizada a seguinte equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{refrig}}{\dot{Q}_{regen}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_8 - h_7)} \quad (6.1)$$

Onde $\dot{Q}_{refrig}$ representa a capacidade frigorífica do sistema dessecante em kW e $\dot{Q}_{regen}$ é a energia térmica utilizada para regenerar o rotor dessecante, em kW; $\dot{m}$ é o fluxo de ar que passa em cada equipamento do sistema e h é a entalpia específica em kJ/kg do ar em determinado ponto do sistema.

6.2.2 Validação Numérica

Com esse objetivo, foi testado um caso simulado sob as mesmas características construtivas impostas para um sistema de condicionamento de ar dessecante com dois rotores, no modo de ventilação e com 100 % de ar renovação (ciclo aberto), de acordo com os dados fornecidos e simulados por Ruivo *et al.* (2004). Os dados de entrada utilizados foram os seguintes:

- Estado do ar inicial no sistema (ar externo): $T_0=30\text{ °C}$ e $W_0=10\text{ g/kg}$.
- Carga térmica no ambiente climatizado: 25 kW.

- Fluxo de ar: $\dot{m}=2,4$ kg/s (7200 m³/h).
- Fonte de calor para regeneração: 97 kW.

Inicialmente, foi simulado um sistema dessecante com um modelo transiente para evolução da temperatura e da razão de umidade no rotor dessecante e validado com os trabalhos numéricos de Ruivo *et al.* (2004) e de Medeiros (2007). Os resultados obtidos estão descritos na Tabela 6.1, abaixo.

Tabela 6.1 – Solução e comparação do sistema dessecante com dois rotores

Fonte: Dados gerados pelo autor

Pontos no ciclo	Ruivo <i>et al.</i> (2004)			Medeiros (2007)			Presente Trabalho		
	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]
1	30,0	10,0	55,2	30,0	10,0	55,2	30,0	10,0	55,2
2	54,6	3,7	64,3	58,6	4,4	70,1	58,7	4,4	70,4
3	26,8	3,7	36,2	25,8	4,4	36,83	26,1	4,4	37,2
4	14,4	8,6	35,7	14,5	9,0	36,8	15,1	9,1	37,7
5	24,7	8,6	46,3	25,0	9,0	47,5	25,5	9,1	48,4
6	17,5	11,4	46,0	17,9	11,9	47,5	18,2	12,1	48,3
7	45,3	11,4	74,6	49,6	11,9	80,2	50,0	12,1	81,1
8	85,3	11,4	115,7	89,8	11,9	121,6	90,1	12,1	122,4
9	60,7	17,8	106,6	55,3	18,8	103,5	61,4	17,7	107,1

Na Tabela 6.1, acima, é possível observar o comportamento e os resultados semelhantes obtidos no presente trabalho e os resultados descritos por Ruivo *et al.* (2004) e Medeiros (2007), conforme valores das propriedades termodinâmicas apresentadas (temperatura, razão de umidade e entalpia). As discrepâncias entre os resultados apresentados no presente trabalho e os modelos comparados são justificáveis por serem utilizados procedimentos distintos para obtenção da solução e modelos matemáticos diferentes na simulação do rotor dessecante e do resfriador evaporativo.

O cálculo do COP para o sistema de condicionamento de ar com dois rotores, em análise, está detalhado na Tabela 6.2, a seguir.

Tabela 6.2 – Comparação da performance do sistema dessecante com dois rotores

Fonte: Dados gerados pelo autor

	Ruivo <i>et al.</i> (2004)	Medeiros (2007)	Presente trabalho
COP	0,47	0,44	0,42

Na Tabela 6.2, acima, observa-se que o valor do COP calculado é inferior ao encontrado por Ruivo *et al.* (2004), com erro relativo da ordem de 10%. Essa discrepância pode ter sido ocasionada devido aos procedimentos e modelos matemáticos distintos utilizados para obtenção da solução e pelas estimativas de informações não fornecidas para simulação do sistema. Já quando comparado com Medeiros (2007), o COP é muito próximo, com erro relativo da ordem de 4%. Nesse caso, o resultado está relacionado ao uso do modelo com resistência à difusão de massa para o rotor dessecante e ao modelo mais robusto do resfriador evaporativo, tipo lavador de ar, utilizados no presente trabalho.

Com o intuito de facilitar a análise dos resultados obtidos para cada modelo empregado, a Figura 6.7, a seguir, mostra, na carta psicrométrica, uma comparação entre os resultados dos sistemas dessecantes obtidos por Ruivo *et al.* (2004), Medeiros (2007) e do presente trabalho, com a devidas informações de temperatura e razão de umidade em cada ponto.

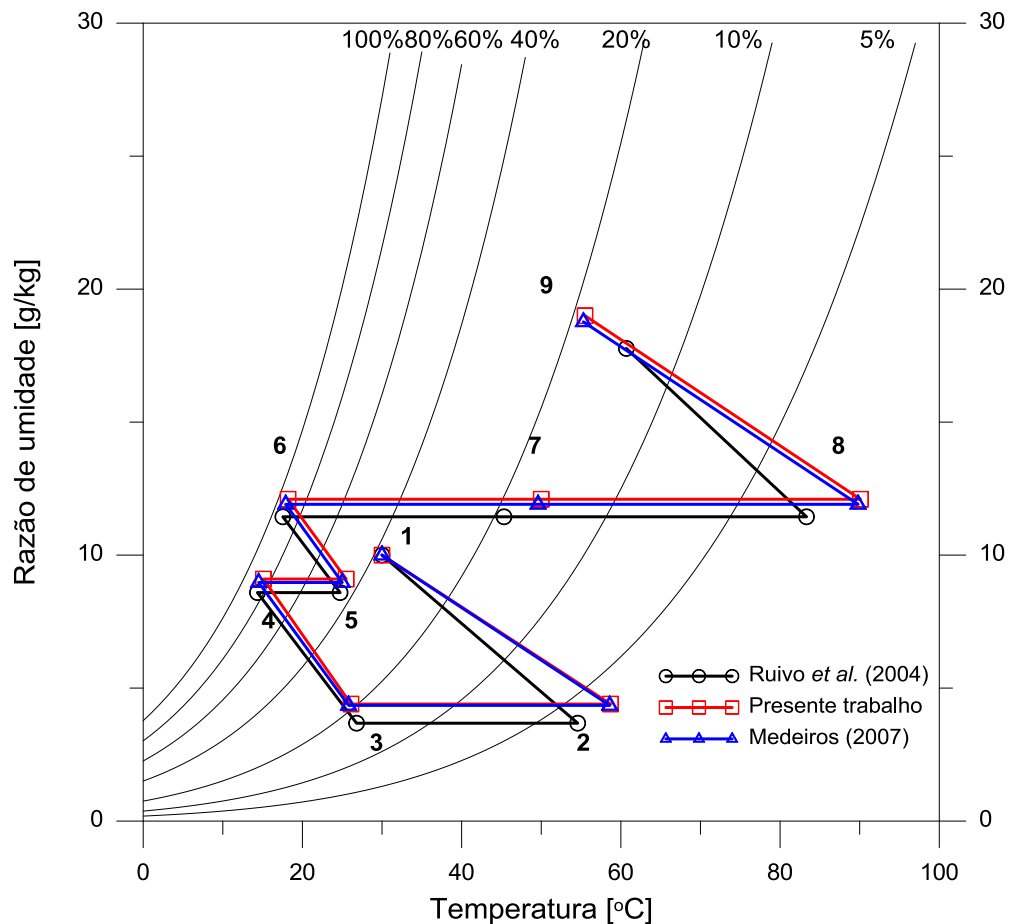


Figura 6.7—Comparação psicrométrica de sistemas dessecantes com dois rotores

Fonte: Dados gerados pelo autor

Na Figura 6.7, acima, é possível observar que os resultados dos sistemas apresentados por Ruivo *et al.* (2004), por Medeiros (2007) e por este trabalho retratam comportamentos muito semelhantes, em especial, entre os pontos 4 e 5 (recinto a ser climatizado), tanto para a temperatura quanto para a razão de umidade.

Visando um melhor entendimento da resposta dinâmica de cada componente do sistema dessecante com dois rotores, foram plotadas curvas que fornecem a temperatura em função do tempo de um sistema com as mesmas características construtivas impostas para um sistema de condicionamento de ar dessecante com dois rotores, no modo de ventilação e com 100% de ar renovação (ciclo aberto), segundo Ruivo *et al.* (2004). Na sequência, os resultados foram comparados com aqueles obtidos por Medeiros (2007), como mostrado nas Figuras 6.8 e 6.9, abaixo, respectivamente.

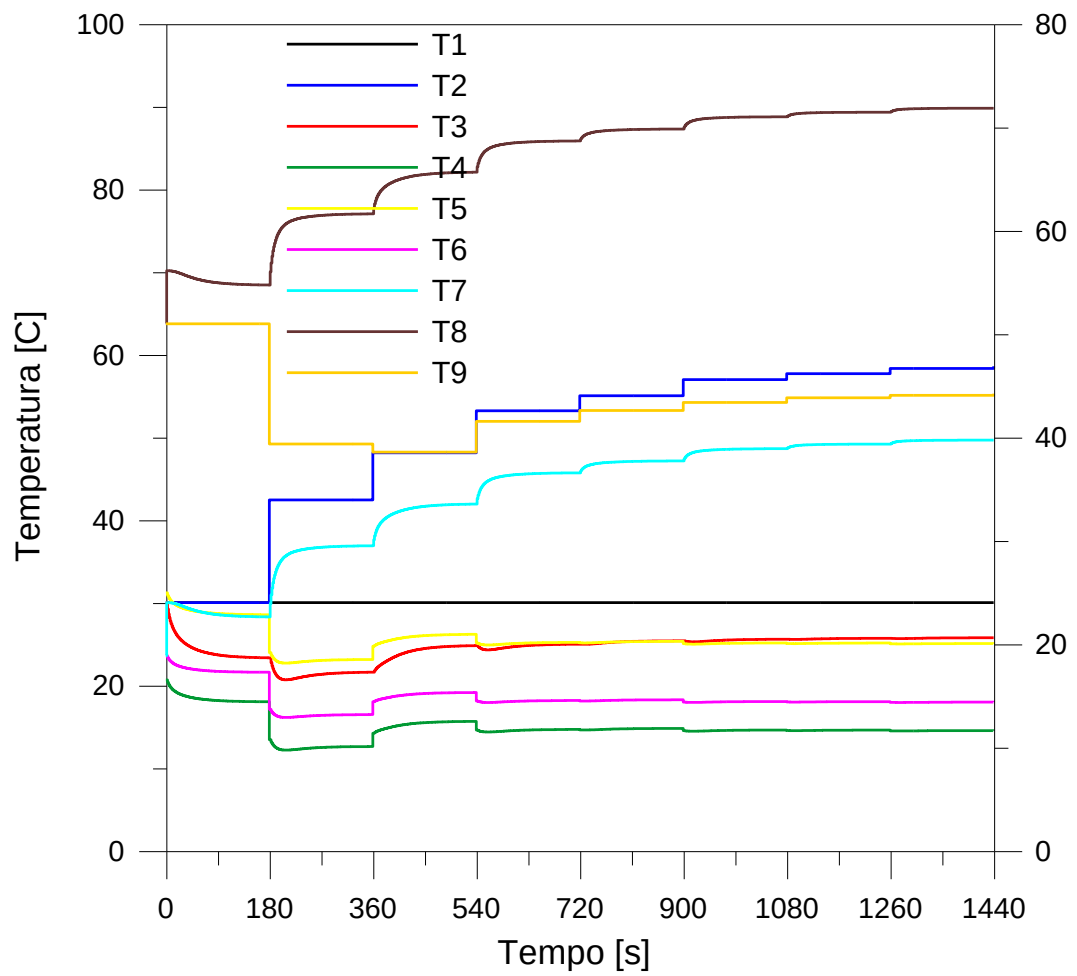


Figura 6.8 – Resposta dinâmica da temperatura em um sistema dessecante com dois rotores
 Fonte: MEDEIROS (2007)

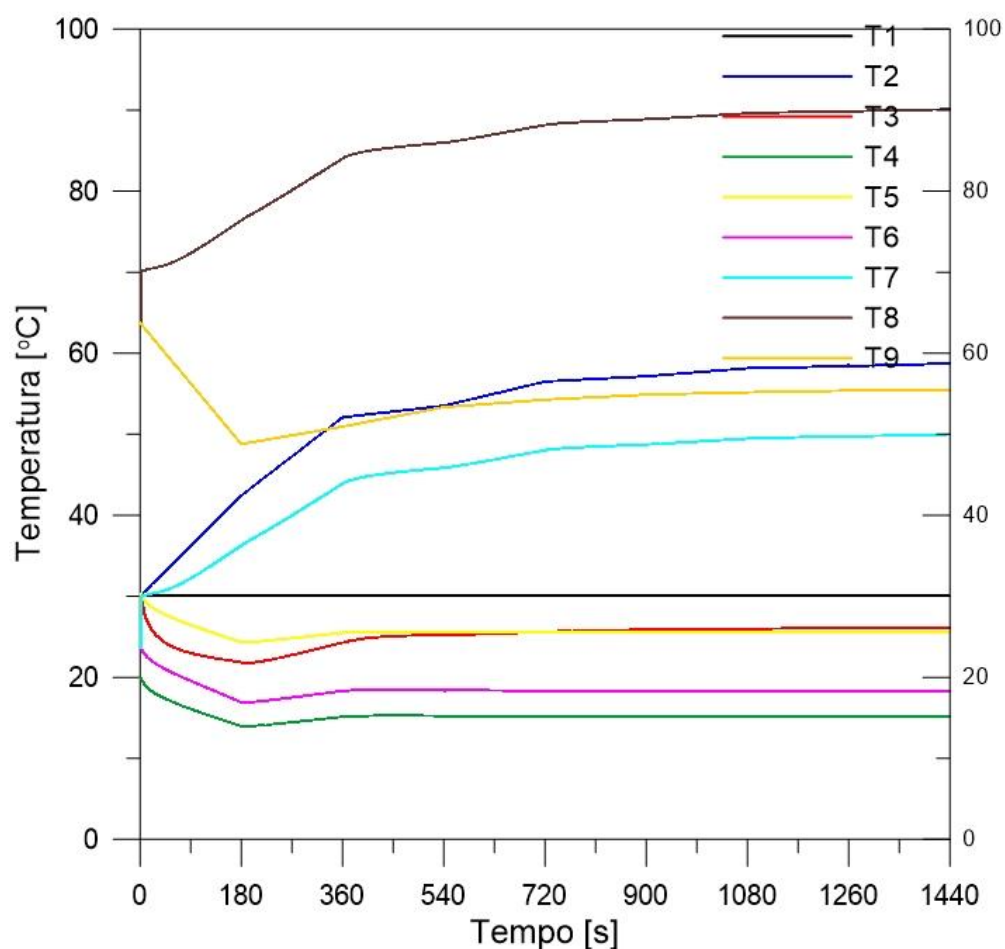


Figura 6.9 – Resposta dinâmica da temperatura em um sistema dessecante com dois rotores
 Fonte: Dados gerados pelo autor

Nas Figuras 6.8 e 6.9, acima, respectivamente, observam-se as evoluções transientes das temperaturas em cada ponto do sistema dessecante com dois rotores. Os sistemas simulados foram iniciados sob as mesmas condições do ambiente externo, percorrendo um ciclo completo no rotor dessecante em 180s, enquanto que, no rotor regenerativo, cada ciclo completo levou apenas 1,5s. Na simulação realizada por Medeiros (2007), as informações obtidas nas saídas do rotor dessecante (T2 e T9) só foram atualizadas a cada ciclo dessecante (180s), e as saídas do rotor regenerativo (T3 e T7) foram atualizadas a cada ciclo regenerativo (1,5s). Nos demais pontos, a informação foi atualizada a cada instante de tempo. Já no presente trabalho, foi realizada uma atualização, de forma implícita, através de uma linearização dos coeficientes da equação evolutiva da temperatura, alterando os resultados, tanto nas saídas do rotor dessecante (T2 e T9) quanto nas saídas do rotor regenerativo (T3 e T7). É possível observar o comportamento similar

da curva que representa os resultados das temperaturas obtidos na simulação desta tese com os resultados obtidos pela simulação realizada por Medeiros (2007), em relação ao aumento e à redução da temperatura do ar nos diversos pontos analisados. Foram percorridos oito ciclos dessecantes (1440s), atingindo-se, assim, uma solução em regime periódico para o sistema.

Também foram plotadas as curvas que representam a resposta dinâmica da razão de umidade de cada componente do sistema dessecante com dois rotores. Na sequência, os resultados foram comparados com aqueles obtidos por Medeiros (2007), como mostrado nas Figuras 6.10 e 6.11, a seguir.

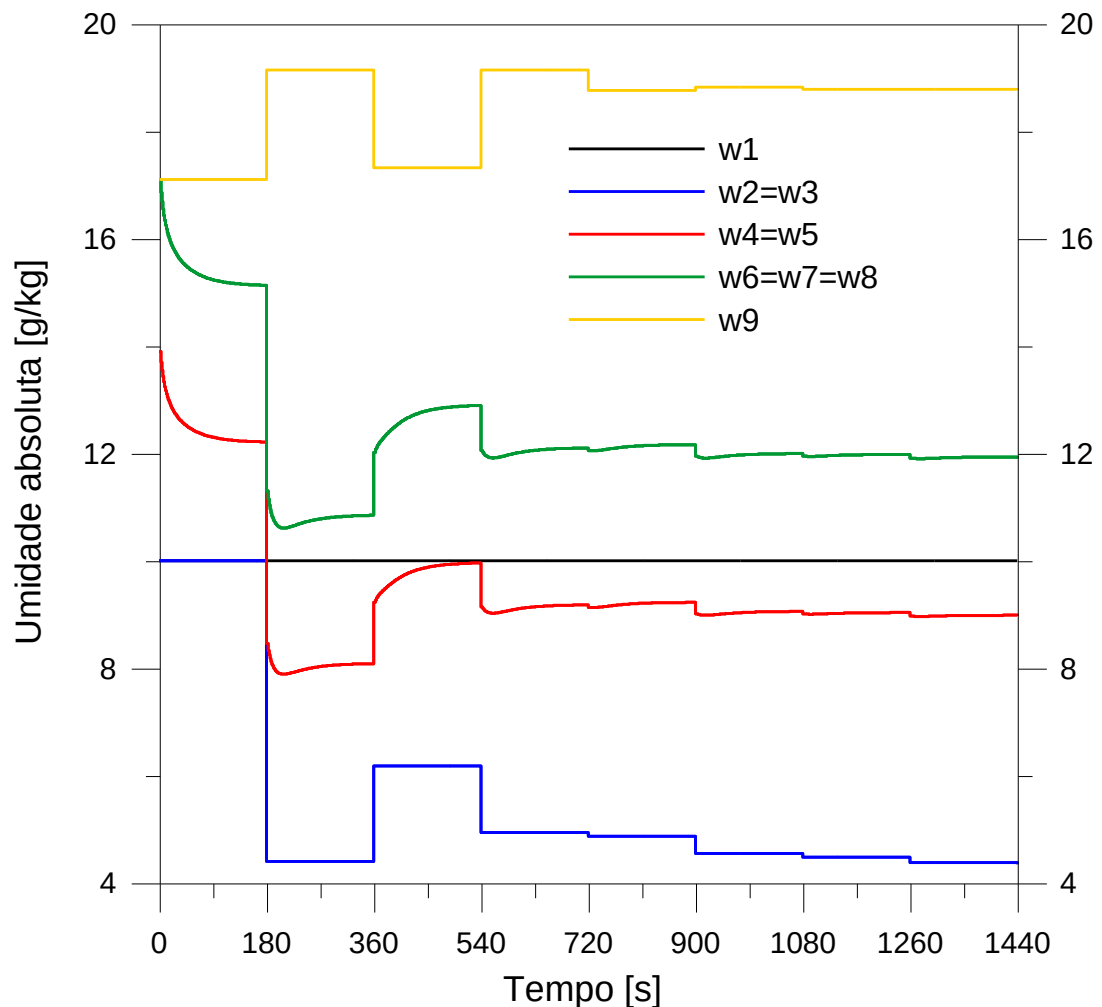


Figura 6.10– Resposta dinâmica da razão de umidade em um sistema dessecante com dois rotores

Fonte: MEDEIROS (2007)

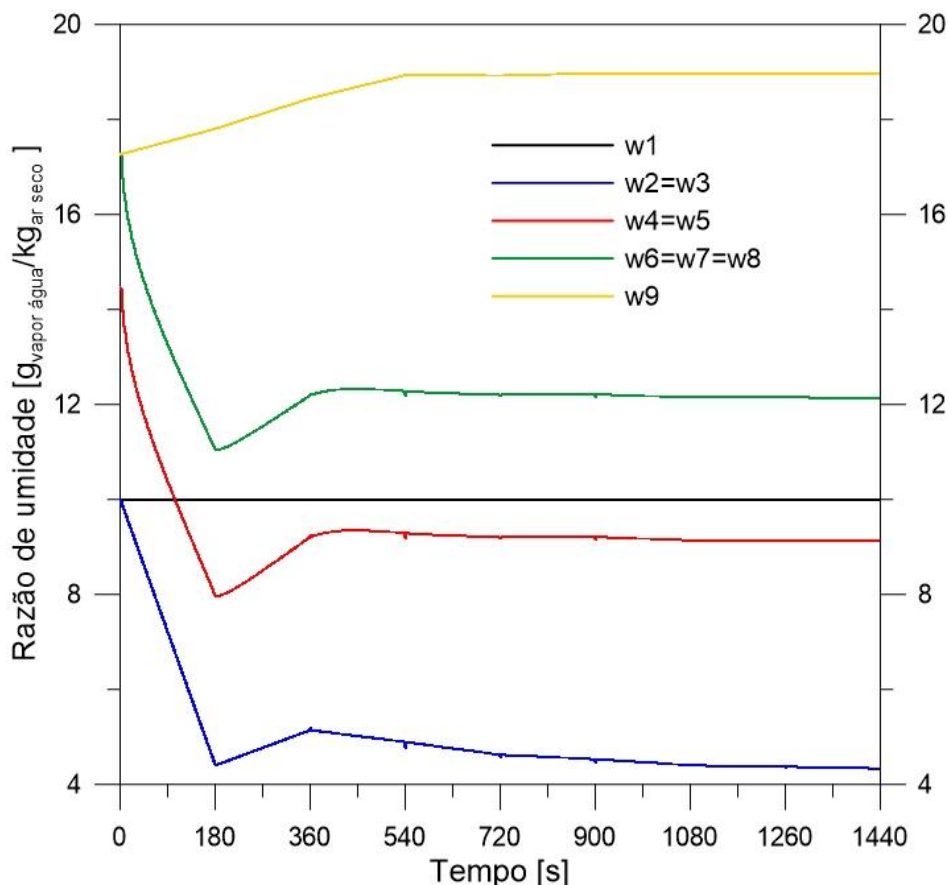


Figura 6.11 – Resposta dinâmica da razão de umidade em um sistema dessecante com dois rotores
 Fonte: Dados gerados pelo autor

Nas Figuras 6.10 e 6.11, acima, observam-se as evoluções transientes das razões de umidade em cada ponto do sistema dessecante com dois rotores. Os sistemas simulados foram iniciados sob as mesmas condições do ambiente externo, percorrendo um ciclo completo no rotor dessecante em 180s, enquanto que, no rotor regenerativo, cada ciclo completo levou apenas 1,5s. Na simulação realizada por Medeiros (2007), as informações obtidas nas saídas do rotor dessecante (w_2 e w_9) só foram atualizadas a cada ciclo dessecante (180s) e as das saídas do rotor regenerativo (w_3 e w_7) foram atualizadas a cada ciclo regenerativo (1,5s). Nos demais pontos, a informação foi atualizada a cada instante de tempo. No presente trabalho foi realizada uma atualização, de forma transiente, através de uma linearização dos coeficientes da equação evolutiva da razão de umidade, alterando os resultados, tanto nas saídas do rotor dessecante (w_2 e w_9) quanto nas saídas do rotor regenerativo (w_3 e w_7). É possível observar o comportamento similar da curva que representa os resultados obtidos na simulação desta tese com os resultados obtidos pela simulação realizada por Medeiros (2007), em relação ao aumento e à redução da razão de

umidade do ar nos diversos pontos analisados. Foram percorridos oito ciclos dessecantes (1440s), atingindo-se, assim, uma solução em regime periódico para o sistema.

A simulação realizada por Medeiros (2007), exibindo curvas com trechos em “degraus”, não comprometeu o desempenho do sistema, entretanto o novo procedimento adotado nesta tese, atualizando as variáveis implicitamente através de uma linearização, trouxe uma melhor resposta dinâmica dos componentes do sistema, mostrando perfis mais próximos da situação real.

6.2.3 Variação De Parâmetros

Após a realização da validação numérica do sistema dessecante, Ruivo *et al.* (2004), sob as condições dos climas quente e pouco úmido (30 °C, 10g/kg), observou que a análise foi extrapolada para os climas quente e úmido (30 °C, 15g/kg) e quente e muito úmido (30 °C, 20g/kg), conforme dados simulados e exibidos na Tabela 6.3, a seguir:

Tabela 6.3 – Performance do sistema dessecante para os climas quente úmido e muito úmido

Fonte: Dados gerados pelo autor

Pontos no ciclo	Presente Trabalho					
	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]
1	30,0	15,0	67,7	30,0	20,0	80,2
2	63,3	7,2	82,2	66,7	10,6	94,4
3	29,6	7,2	47,8	32,8	10,6	59,6
4	18,0	12,3	48,6	21,1	15,7	60,2
5	28,4	12,3	59,3	31,4	15,7	70,9
6	21,6	15,2	59,5	24,7	18,5	71,0
7	54,1	15,2	93,2	57,4	18,5	105,0
8	94,2	15,2	134,7	97,6	18,5	146,9
9	60,9	23,0	120,2	60,9	27,9	132,7

Observa-se, de acordo com a Tabela 6.3, acima, que o aumento da razão de umidade do ar na entrada do sistema de refrigeração influencia negativamente na condição de conforto térmico do ambiente a ser climatizado. Isso está relacionado à dificuldade que

o sistema tem em vencer uma maior carga térmica (calor latente). Além disso, na condição de clima muito úmido, após o rotor dessecante, a razão de umidade continuará elevada, dificultando o efeito frigorífico do resfriador evaporativo.

O cálculo do COP para os três sistemas simulados no presente trabalho está detalhado na Tabela 6.4, abaixo.

Tabela 6.4 – Comparação da performance do sistema dessecante para diferentes condições de umidade

Fonte: Dados gerados pelo autor

Clima	Pouco úmido (10g/kg)	Úmido (15g/kg)	Muito úmido (20g/kg)
COP	0,42	0,46	0,48

Na Tabela 6.4, anterior, observa-se que, quanto maior a razão de umidade do ar de entrada no sistema, maior será o COP obtido. A melhoria do coeficiente de performance comprova a indicação de sistemas dessecantes de refrigeração para climas úmidos/muito úmidos, mas, dependendo das condições de entrada e temperatura de regeneração, esse sistema poderá não garantir conforto térmico.

Com o intuito de facilitar a análise dos resultados obtidos para cada um dos climas simulados, a Figura 6.12, abaixo, mostra, na carta psicrométrica, uma comparação entre os resultados dos sistemas dessecantes obtidos para diferentes razões de umidade.

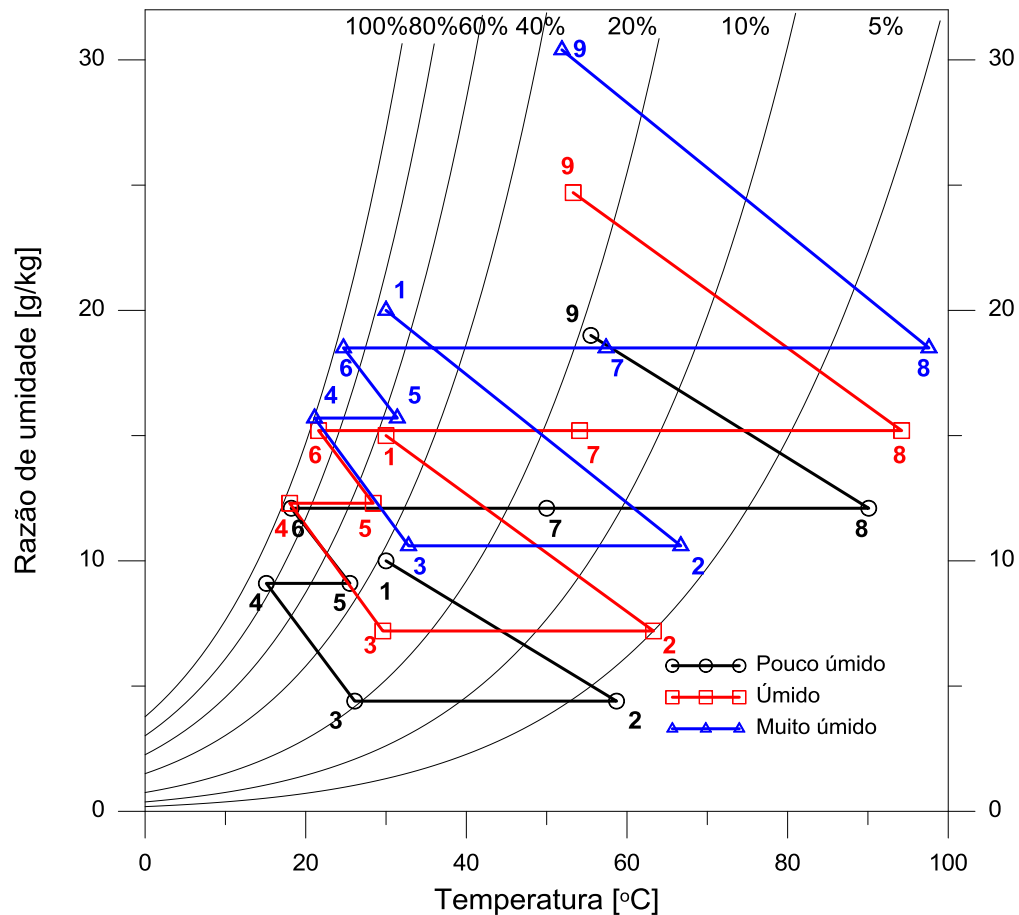


Figura 6.12—Comparação psicrométrica de sistemas dessecantes para diferentes razões de umidades
Fonte: Dados gerados pelo autor

Na Figura 6.12, acima, é possível observar que as curvas que representam a temperatura e a razão de umidade dos sistemas para os três tipos de clima (pouco úmido, úmido e muito úmido) retratam comportamentos muito semelhantes. Quanto maior a razão de umidade do ar de entrada, maiores serão a temperatura e a razão de umidade no ponto 4 (insuflamento do recinto). Para climas muito úmidos, observa-se que, entre os pontos 4 e 5 (recinto a ser climatizado) não apresentam, de acordo com as normas da ABNT (NBR 6401/2008) e da ASHRAE (standard 55/2010), condição de conforto térmico. A Figura 6.13, a seguir, apresenta a zona de conforto, segundo a ASHRAE, para inverno e verão, em função da temperatura de bulbo seco, umidade relativa e razão de umidade.

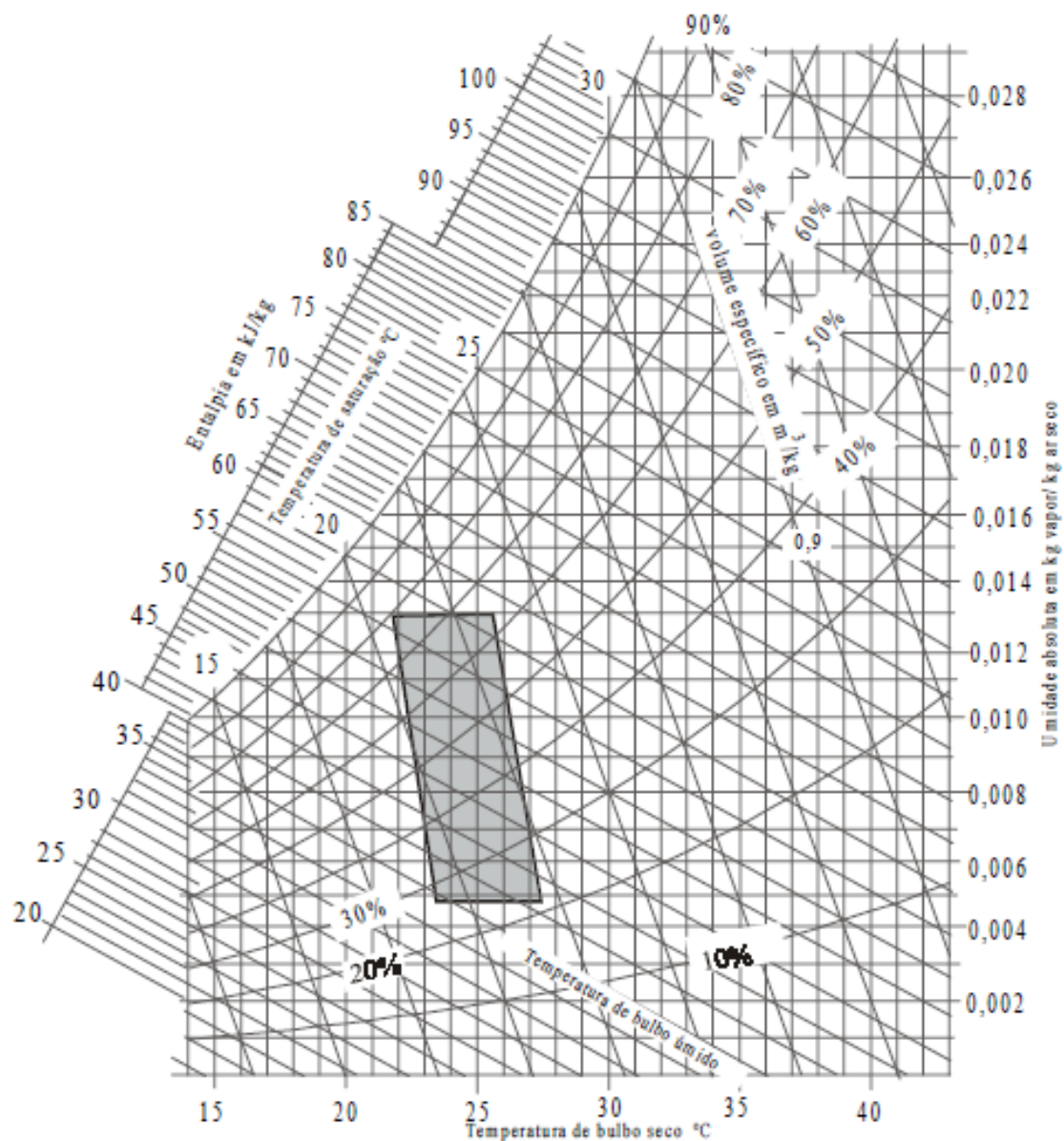


Figura 6.13 – Zona de conforto ASHRAE para inverno e verão, de acordo com as condições do ar dentro do ambiente

Fonte: CAMARGO *et al.* (2000)

A temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do ar, que deverão ser atingidas em instalações brasileiras, com a finalidade de conforto em residências, hotéis, escritórios, segundo a ABNT, são reguladas pela norma NBR-6401. Para as escolas, por exemplo, os valores da temperatura e umidade relativa do ar são, respectivamente, 23°C a 25°C e 40%. Esses dados estão em consonância com os valores de projetos apresentados pela ASHRAE, como pode ser observado na Figura 6.13, acima, na qual foram estabelecidos, levando-se em consideração os padrões bioclimáticos americanos.

6.2.4 Validação Experimental

Foi testado um caso simulado sob as mesmas características construtivas impostas para um sistema de condicionamento de ar dessecante com dois rotores, no modo de ventilação e com 100 % de ar renovação (ciclo aberto), de acordo com informações e dados experimentais fornecidos por Jin *et al.* (1998).

Os dados de entrada utilizados foram os seguintes:

- Estado do ar inicial no sistema (ar externo): $T_0=35,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $W_0=13,74\text{ g/kg}$
- Carga térmica no ambiente climatizado: 20 kW.
- Fluxo de ar: $\dot{m}=2/3\text{ kg/s}$ (2000 m³/h).
- Fonte de calor para regeneração: 18 kW.

Inicialmente, foi simulado o sistema dessecante com um modelo transiente para evolução da temperatura e da razão de umidade no rotor dessecante e validado com os trabalhos numéricos de Jin *et al.* (1998) e de Medeiros (2007). Os resultados obtidos estão descritos na Tabela 6.5, abaixo.

Tabela 6.5 – Solução e comparação do sistema dessecante com dois rotores

Fonte: Dados gerados pelo autor

Pontos no ciclo	Jin <i>et al.</i> (1998)			Medeiros (2007)			Presente Trabalho		
	Temp. [$^{\circ}\text{C}$]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Temp. [$^{\circ}\text{C}$]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Temp. [$^{\circ}\text{C}$]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]
1	34,5	13,8	69,3	34,5	13,8	69,3	34,5	13,8	69,3
2	61,9	6,2	78,1	53,1	8,9	76,2	61,7	6,0	77,5
3	29,4	7,0	47,0	33,1	8,9	55,7	25,5	6,0	40,6
4	17,8	11,5	46,3	21,1	13,9	55,7	16,0	10,2	41,4
5	29,4	12,8	61,5	36,0	13,9	71,2	32,4	10,2	58,2
6	22,6	15,8	62,0	25,3	18,4	71,4	21,7	14,7	58,4
7	55,8	14,8	93,9	44,7	18,4	91,7	57,4	14,7	95,3
8	81,7	14,8	120,8	71,5	18,4	119,6	84,2	14,7	123,0
9	54,3	22,4	111,8	53,4	23,2	112,8	57,0	22,5	114,8

Na Tabela 6.5, anterior, é possível observar comportamento e resultados semelhantes entre o presente trabalho e os resultados experimentais obtidos por Jin *et al.* (1998), conforme os valores das propriedades termodinâmicas apresentadas (temperatura, razão de umidade e entalpia). As discrepâncias entre os resultados obtidos na simulação realizada por Medeiros (2007) e os resultados do presente trabalho se devem ao fato deste último ter adotado um procedimento numérico mais apropriado para a evolução das variáveis envolvidas na conservação da energia e da massa do ar e do dessecante, ao longo do tempo; dessa forma, obteve-se maior ajuste com os dados experimentais.

O cálculo do COP para o sistema dessecante experimental e para as simulações realizadas está apresentado na Tabela 6.6, seguinte.

Tabela 6.6 – Comparação do coeficiente de performance para o sistema dessecante experimental

Fonte: Dados gerados pelo autor

	Jin <i>et al.</i> (1998)	Medeiros (2007)	Presente trabalho
COP	0,86	0,49	1,01

Na Tabela 6.6, acima, observa-se que o valor do COP calculado é superior ao encontrado por Jin *et al.* (1998), com erro relativo da ordem de 17%. Essa discrepância pode ter sido ocasionada devido às estimativas de informações não fornecidas para a simulação do sistema, e por ter sido admitido não haver variação da razão de umidade entre os pontos 4 e 5 (ambiente climatizado). Essa hipótese foi adotada por Ruivo *et al.* (2004) e replicada nas validações numéricas e experimentais deste capítulo.

Para um melhor entendimento da resposta dinâmica de cada componente do sistema dessecante com dois rotores, foram plotadas curvas que fornecem a temperatura em função do tempo de um sistema com as mesmas características construtivas impostas para um sistema de condicionamento de ar dessecante com dois rotores, no modo de ventilação e com 100% de ar renovação (ciclo aberto), de acordo com Jin *et al.* (1998). Na sequência, os resultados foram comparados com aqueles obtidos por Medeiros (2007), como está detalhado nas Figuras 6.14 e 6.15, respectivamente, a seguir.

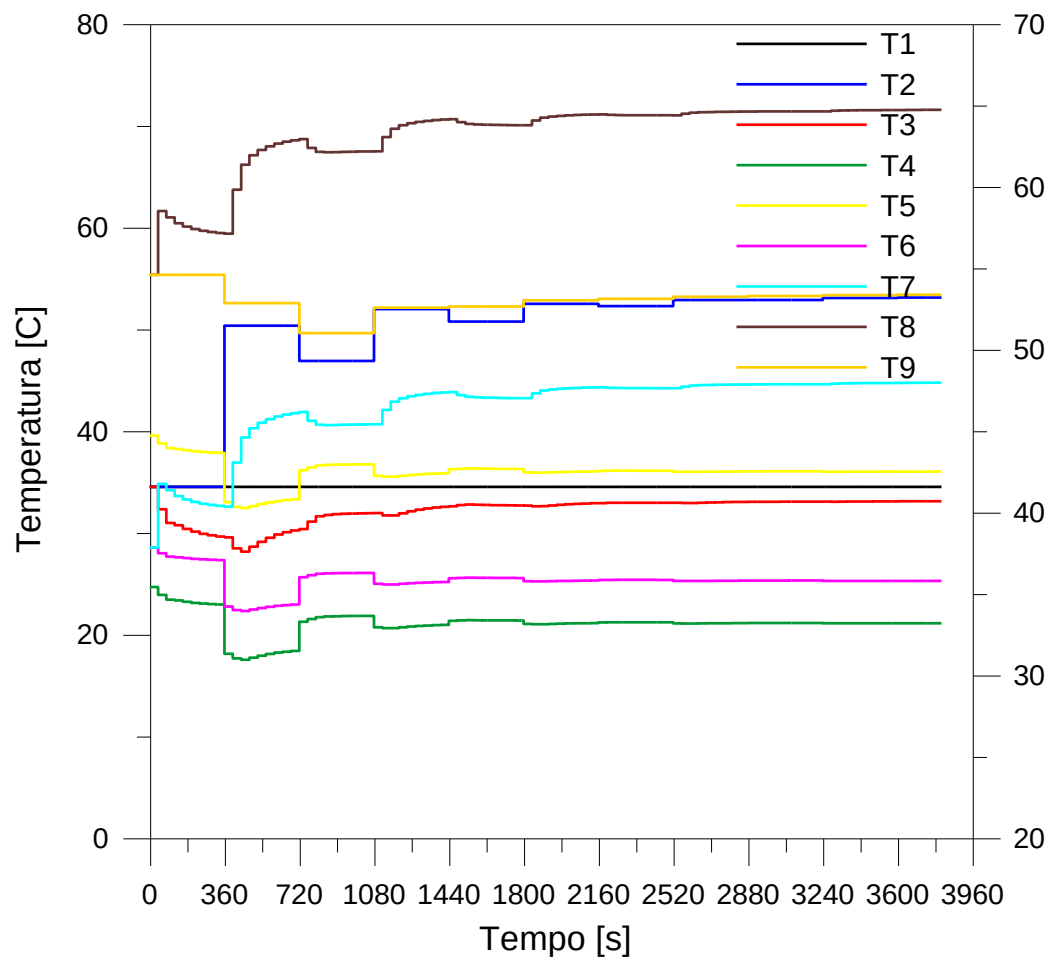


Figura 6.14 – Resposta dinâmica da temperatura em um sistema dessecante com dois rotores

Fonte: MEDEIROS (2007)

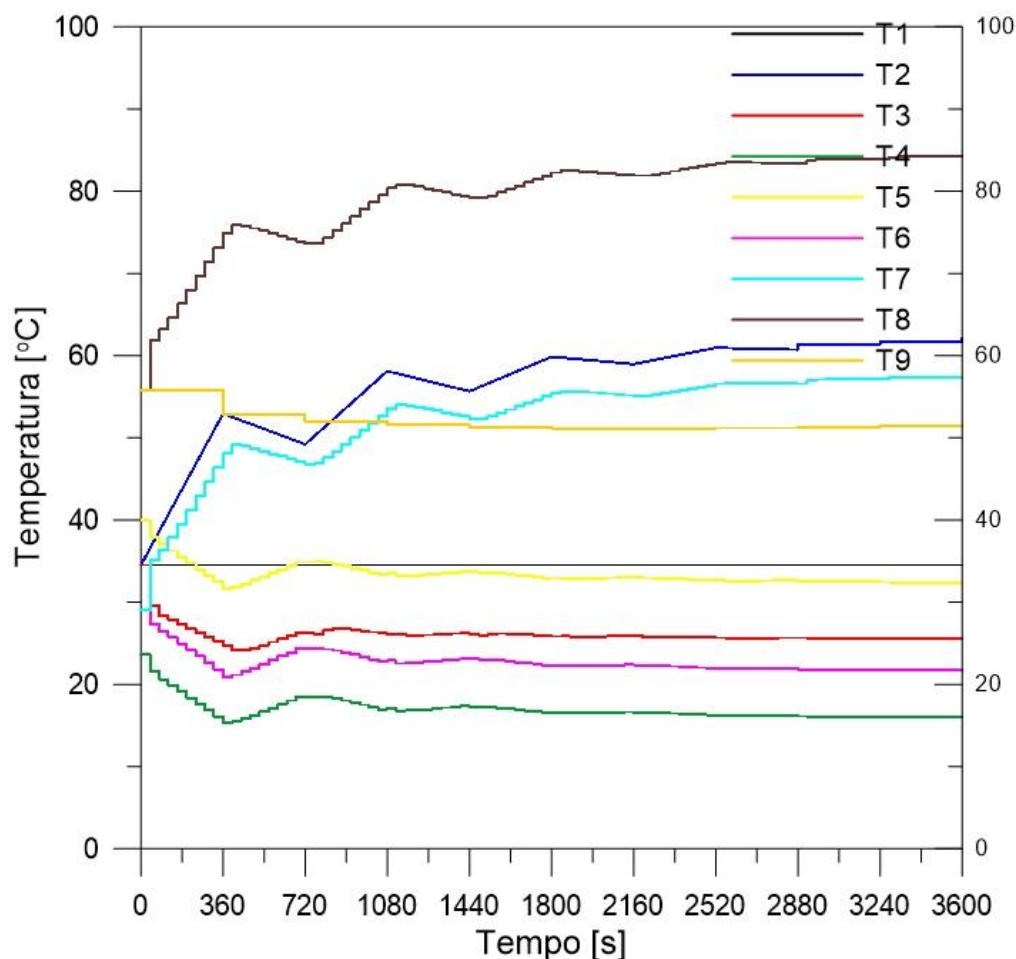


Figura 6.15 – Resposta dinâmica da temperatura em um sistema dessecante com dois rotores

Fonte: Dados gerados pelo autor

Nas Figuras 6.14 e 6.15, anteriores, respectivamente, observam-se as evoluções transientes das temperaturas em cada ponto do sistema dessecante com dois rotores. Os sistemas simulados foram iniciados sob as mesmas condições iniciais do ambiente externo, percorrendo um ciclo completo no rotor dessecante em 360s, enquanto que, no rotor regenerativo, cada ciclo completo levou apenas 40/9s. Na simulação realizada por Medeiros (2007), as informações obtidas nas saídas do rotor dessecante (T2 e T9) só foram atualizadas a cada ciclo dessecante (360s) e as saídas do rotor regenerativo (T3 e T7) foram atualizadas a cada ciclo regenerativo (40/9s). Nos demais pontos, a informação foi atualizada a cada instante de tempo. Já no presente trabalho, foi realizada uma atualização, de forma implícita, através de uma linearização dos coeficientes da equação da temperatura, conforme descrito na validação numérica. É possível observar o

comportamento similar da curva que representa os resultados das temperaturas obtidos na simulação realizada para esta tese com os resultados obtidos pela simulação realizada por Medeiros (2007), em relação ao aumento e à redução da temperatura do ar nos diversos pontos analisados. Foram percorridos dez ciclos dessecantes (3600s), atingindo-se, assim, uma solução em regime periódico para o sistema.

Também foram plotadas as curvas que representam a resposta dinâmica da razão de umidade de cada componente do sistema dessecante com dois rotores. Na sequência, os resultados foram comparados com os obtidos por Medeiros (2007), como está detalhado nas Figuras 6.16 e 6.17, abaixo.

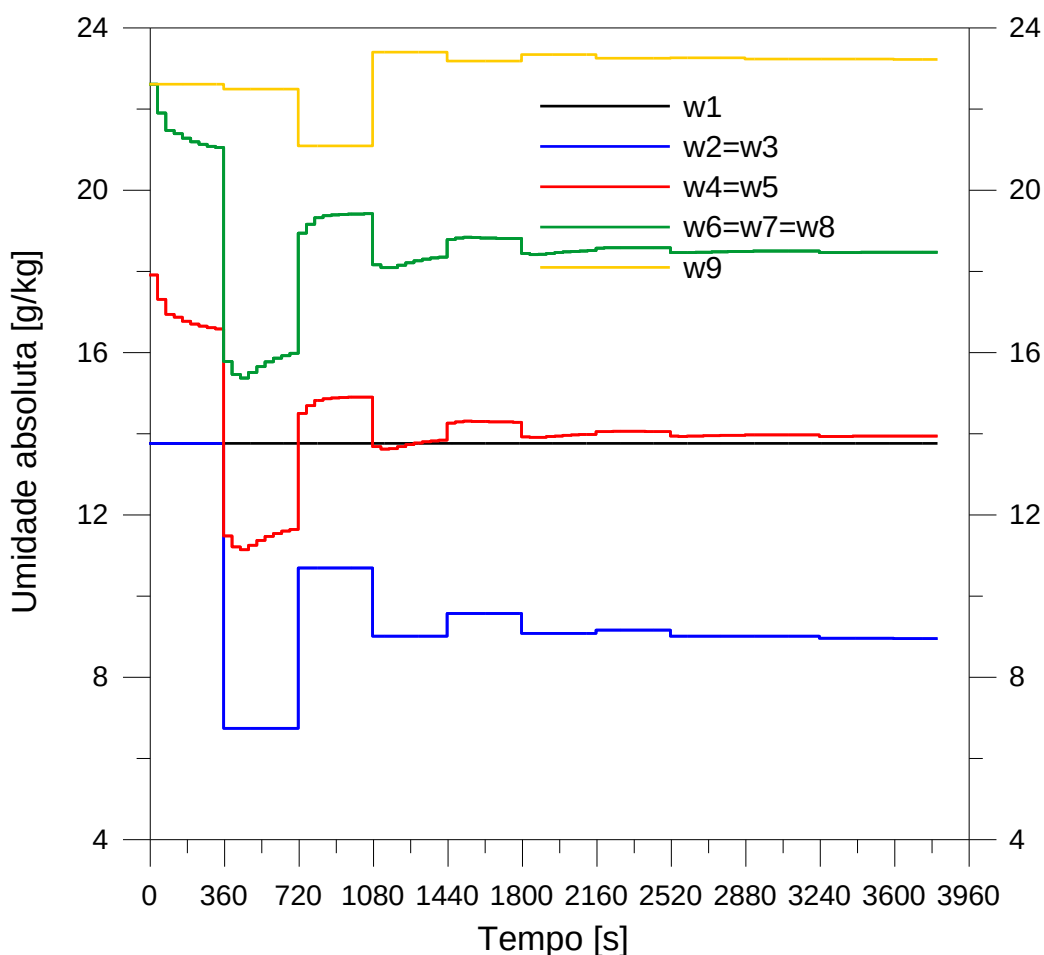


Figura 6.16 – Resposta dinâmica da razão de umidade em um sistema dessecante com dois rotores
 Fonte: MEDEIROS (2007)

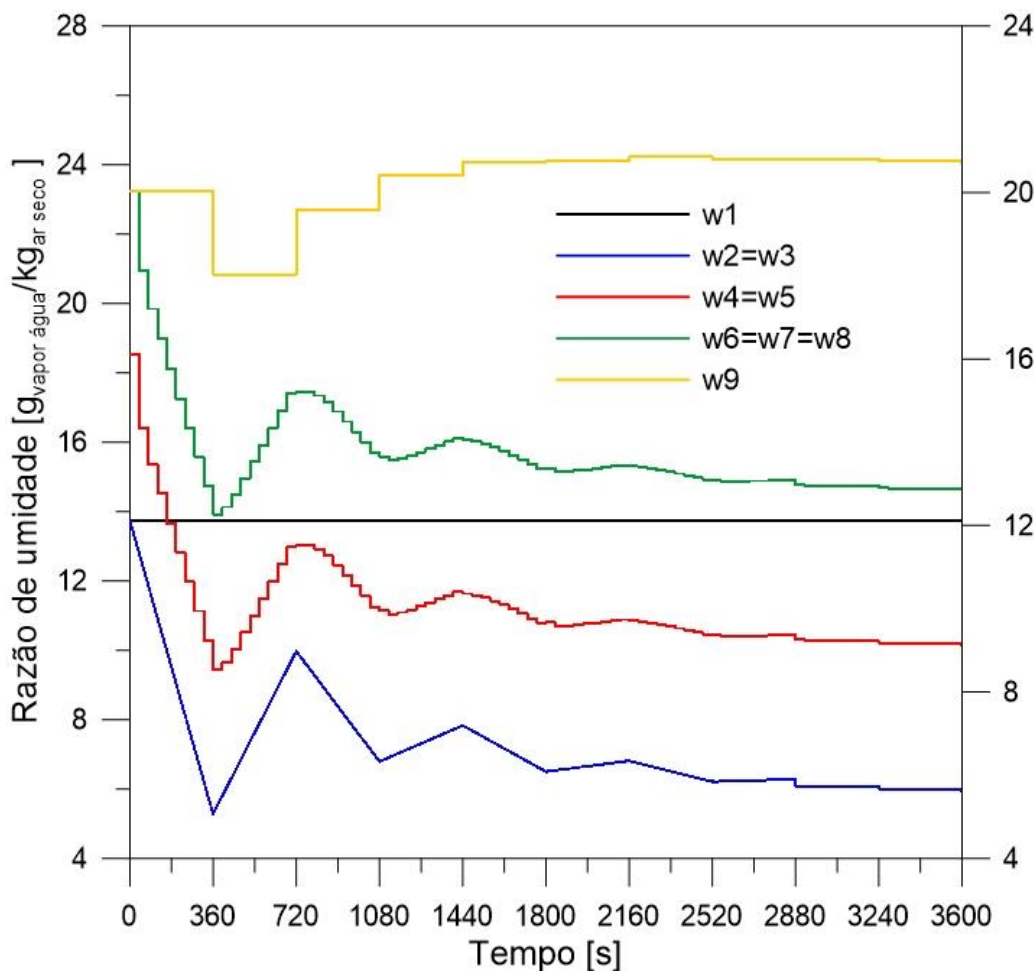


Figura 6.17 – Resposta dinâmica da razão de umidade em um sistema dessecante com dois rotores

Fonte: Dados gerados pelo autor

Nas Figuras 6.16 e 6.17, anteriores, observam-se as evoluções transientes das razões de umidade em cada ponto do sistema dessecante com dois rotores. Os sistemas simulados foram iniciados sob as mesmas condições iniciais do ambiente externo, percorrendo um ciclo completo no rotor dessecante em 360s, enquanto que, no rotor regenerativo, cada ciclo completo levou apenas 40/9s. Na simulação realizada por Medeiros (2007), as informações obtidas nas saídas do rotor dessecante (w_2 e w_9) só foram atualizadas a cada ciclo dessecante (180s), e as das saídas do rotor regenerativo (w_3 e w_7) foram atualizadas a cada ciclo regenerativo (40/9s). Nos demais pontos, a informação foi atualizada a cada instante de tempo. No presente trabalho foi realizada uma atualização, de forma transiente, através de uma linearização dos coeficientes da equação da razão de umidade, conforme descrito na validação numérica. É possível observar o comportamento similar da curva que representa os resultados obtidos na simulação

realizada para esta tese com os resultados obtidos pela simulação realizada por Medeiros (2007), em relação ao aumento e à redução da razão de umidade do ar nos diversos pontos analisados. Foram percorridos dez ciclos dessecantes (3600s), atingindo-se, assim, uma solução em regime periódico para o sistema.

A simulação realizada por Medeiros (2007), exibindo curvas com trechos em “degraus”, comprometeu o desempenho do sistema, entretanto, o novo procedimento adotado nesta tese, atualizando as variáveis implicitamente através de uma linearização, trouxe uma melhor resposta dinâmica dos componentes do sistema, mostrando perfis mais próximos da situação real.

Com o intuito de facilitar a análise dos resultados obtidos para cada modelo empregado, a Figura 6.18, abaixo, mostra, na carta psicrométrica, uma comparação entre os resultados dos sistemas dessecantes obtidos por Jin *et al.* (1998), por Medeiros (2007) e os do presente trabalho, com as devidas informações de temperatura e razão de umidade em cada ponto.

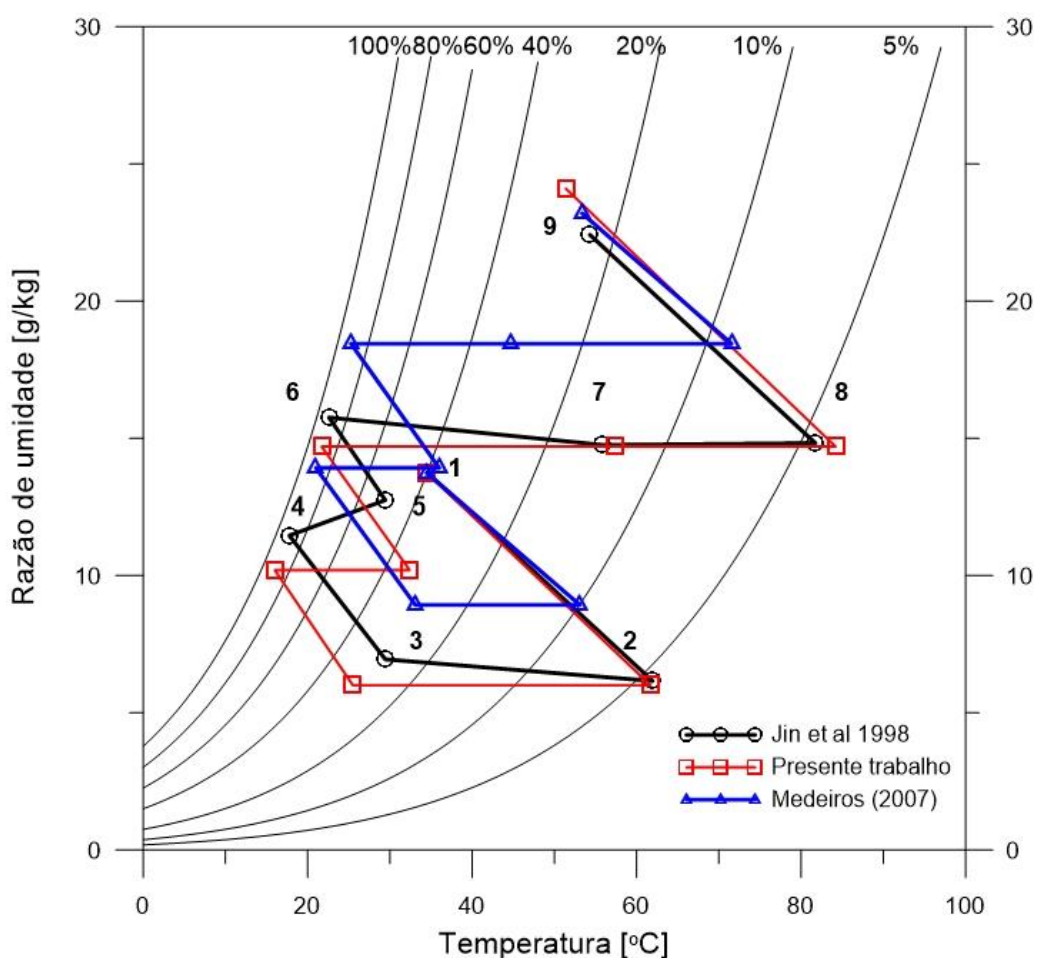


Figura 6.18—Comparação psicrométrica de sistemas dessecantes com dois rotores
Fonte: Dados gerados pelo autor

Na Figura 6.18, acima, é possível observar que as curvas plotadas na carta psicrométrica para representar o sistema analisado com dados extraídos experimentalmente por Jin *et al.* (1998), os simulados por Medeiros (2007) e os do presente trabalho retratam comportamento semelhantes. A discrepância entre os coeficientes angulares dos segmentos de reta de extremos nos pontos 4 e 5 do presente trabalho e os do trabalho de Medeiros (2007), quando comparados com os resultados experimentais de Jin *et al.* (2004), se deve ao fato de, para os resultados simulados, ter sido adotado um procedimento idêntico ao utilizado por Ruivo *et al.* (1998), em que não ocorre variação da razão de umidade entre os pontos mencionados.

6.2.6 Variação de Parâmetros

Após a realização da validação numérica do sistema dessecante de Jin *et al.* (1998), sob as condições de clima quente e úmido (34,5 °C, 13,8 g/kg), a análise foi extrapolada para os climas quente e pouco úmido (34,5 °C, 10 g/kg) e quente e muito úmido (34,5 °C, 20g/kg), conforme dados simulados e exibidos na Tabela 6.7, abaixo.

Tabela 6.7 – Performance do sistema dessecante para o clima quente e pouco úmido e o clima muito úmido

Fonte: Dados gerados pelo autor

Pontos no ciclo	Presente Trabalho					
	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]
1	34,5	10	59,8	34,5	20	84,9
2	55,4	4,8	68,0	69,4	9,0	93,1
3	23,6	4,8	35,7	29,0	9,0	51,7
4	14,7	8,8	36,6	19,0	13,4	52,4
5	31,1	8,8	53,3	35,3	13,4	69,2
6	20,2	13,3	53,4	24,8	17,9	69,6
7	51,6	13,3	85,8	64,7	17,9	111,1
8	78,4	13,3	113,4	91,5	17,9	139,0
9	57,5	18,5	105,1	56,6	28,9	130,7

Observa-se, de acordo com a Tabela 6.7, anterior, que o aumento da razão de umidade do ar na entrada do sistema de refrigeração influencia negativamente na condição de conforto térmico do ambiente a ser climatizado. Isso está relacionado à dificuldade que o sistema tem em vencer uma maior carga térmica (calor latente). Além disso, na condição de clima muito úmido, após o rotor dessecante, a razão de umidade continuará elevada, dificultando o efeito frigorífico do resfriador evaporativo.

O cálculo do COP para a variação de parâmetros (razão de umidade) do sistema dessecante experimental está detalhado na Tabela 6.8, abaixo.

Tabela 6.8 – Comparação da performance do sistema dessecante para diferentes condições de umidade

Fonte: Dados gerados pelo autor

Climas	Pouco úmido (10g/kg)	Úmido (13,8g/kg)	Muito úmido (20g/kg)
COP	0,84	0,86	1,16

Na Tabela 6.8, anterior, observa-se que, quanto maior a razão de umidade do ar de entrada no sistema, maior será o COP obtido. A sensível melhoria do coeficiente de Performance comprova a indicação de sistemas dessecantes de refrigeração para os climas úmidos/muito úmidos, mas, dependendo das condições de entrada e temperatura de regeneração, esse sistema poderá não garantir conforto térmico.

Com o intuito de facilitar a análise dos resultados obtidos para cada um dos climas simulados, a Figura 6.19, a seguir, mostra, na carta psicrométrica, uma comparação entre os resultados dos sistemas dessecantes obtidos para diferentes razões de umidade.

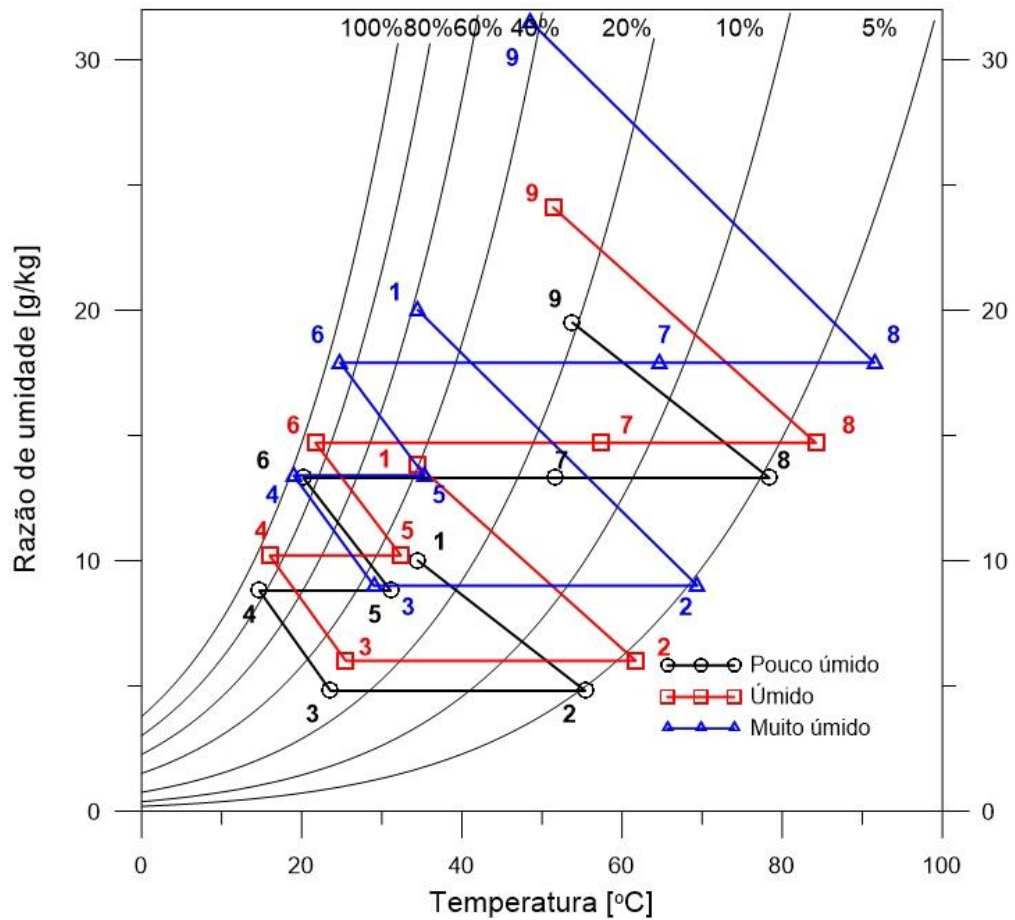


Figura 6.19—Comparação psicrométrica de sistemas dessecantes para diferentes razões de umidade

Fonte: Dados gerados pelo autor

Na Figura 6.19, anterior, é possível observar que as curvas que representam a temperatura e a razão de umidade dos sistemas para os três tipos de clima (pouco úmido, úmido e muito úmido) retratam comportamentos semelhantes. Quanto maior a razão de umidade do ar de entrada, maiores serão a temperatura e a razão de umidade no ponto 4 (insuflamento do recinto). Para climas muito úmidos, observa-se que os pontos 4 e 5 (recinto a ser climatizado) não apresentam, de acordo com as normas da ABNT (NBR 6401/2008) e da ASHRAE (standard 55/2010), condição de conforto.

6.3 SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR POR COMPRESSÃO DE VAPOR

6.3.1 Introdução

O ciclo frigorífico ou de compressão a vapor é o princípio termodinâmico utilizado na maioria dos sistemas de climatização. Trata-se de um ciclo termodinâmico que possui dois reservatórios, um de baixa temperatura e outro de alta, e necessita de trabalho para obter a transferência de calor entre os mesmos (WYLEN *et al.* 2001).

O diagrama de Mollier, mais conhecido por Diagrama PH, é aquele no qual a abscissa é a entalpia e a ordenada é a pressão. Esse diagrama é mais conhecido na área da refrigeração, visto ser uma ótima forma de representar o ciclo de refrigeração, pois permite visualizar as diferentes fases dos processos que ocorrem nos vários componentes do sistema. A Figura 6.20, a seguir, demonstra o caso teórico de um ciclo ideal de compressão a vapor saturado.

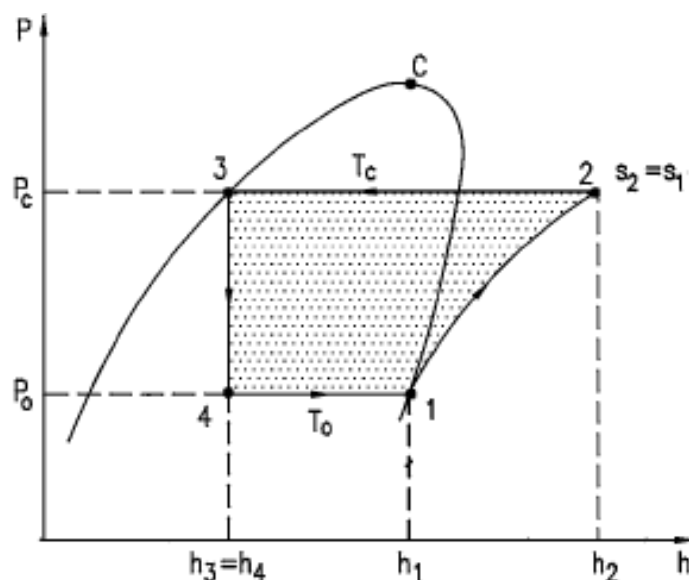


Figura 6.20 - Ciclo de compressão de vapor ideal no Diagrama de Mollier

Fonte: Pirani (2004)

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico nos respectivos equipamentos são: Processo 1→2: processo adiabático reversível (isoentrópico) no compressor. O fluido refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador e com título igual a 1 (vapor saturado). O fluido refrigerante é, então, comprimido até atingir a pressão de condensação. Ao sair do compressor, está à temperatura T_2 (superaquecido),

maior que a temperatura de condensação. Processo 2→3: processo à pressão constante no condensador. O fluido refrigerante é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação. Sendo condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura de condensação. Processo 3→4: processo de expansão irreversível (isoentálpico). O fluido refrigerante passa de líquido saturado para mistura até a pressão do evaporador. Processo 4→1: processo à pressão constante no evaporador. O fluido refrigerante passa de vapor úmido (mistura) para vapor saturado. O calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante.

O ciclo real difere do ciclo saturado simples pelo fato de certas hipóteses não serem verdadeiramente válidas. As perdas de carga na tubulação, o efeito do sub-resfriamento, a necessidade do superaquecimento do vapor e as irreversibilidades de compressão foram negligenciados na Figura 6.20. O sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador é necessário para que “bolhas” não dificultem o processo de expansão. O superaquecimento do vapor que deixa o evaporador evita que gotículas de líquido adentrem o compressor, impedindo a compressão úmida e a consequente redução da eficiência volumétrica. E, por fim, perdas como atrito, ruído e vibração fazem com que o processo de compressão não seja isoentrópico. A Figura 6.21, abaixo, representa o diagrama do ciclo do real.

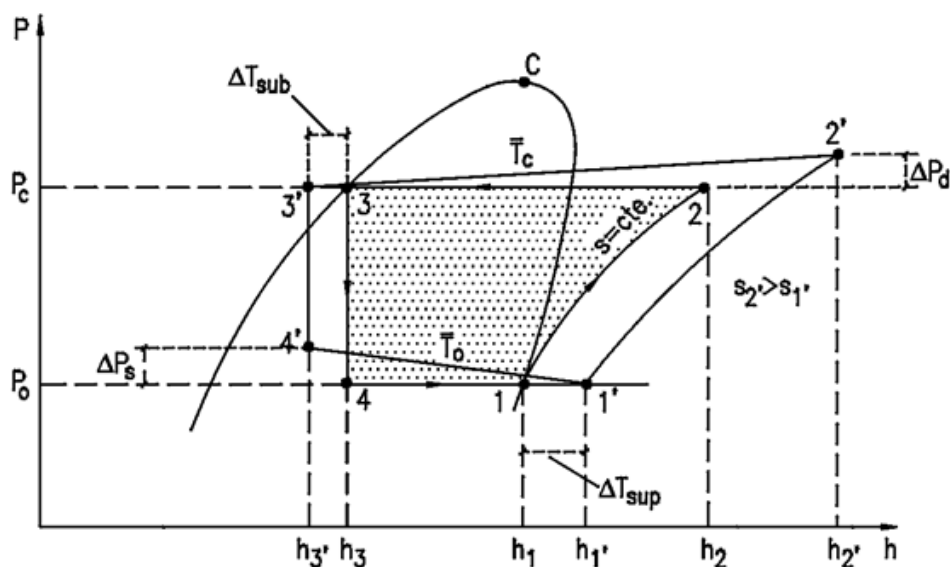


Figura 6.21- Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração

Fonte: Pirani (2004)

No ciclo saturado, o vapor de admissão no compressor se encontra saturado na pressão e temperatura de evaporação. Na prática, isto não é verdadeiro, pois o

superaquecimento é promovido intencionalmente pelos fabricantes e a consequência é o aumento do calor de compressão em relação ao ciclo saturado. Se a vazão mássica for constante para o ciclo saturado e o real, a potência de compressão é maior para o ciclo superaquecido. Independentemente de onde o sub-resfriamento aconteça, há o aumento do efeito de refrigeração. Para um evaporador de mesma capacidade, o ciclo subcomprimido promove uma redução de massa de refrigerante em relação ao ciclo saturado, portanto, se a massa adicionada de refrigerante ao sistema for a mesma, o compressor poderá admitir vapor saturado. Para ambos os ciclos, o volume específico do vapor de admissão é o mesmo e, consequentemente, o calor de compressão é constante. Desta forma, o desempenho do sistema é acrescido proporcionalmente ao aumento do efeito de refrigeração (TEBCHIRANI, 2011).

A seguir, é apresentado, na Figura 6.22, um circuito de condicionador de ar por compressão de vapor, com pontos que representam estados termodinâmicos na entrada e saída de cada componente.

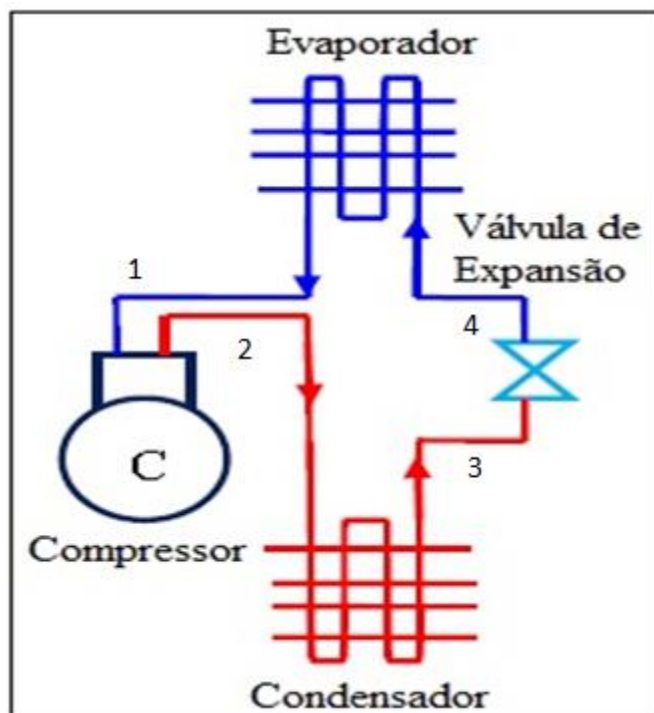


Figura 6.22 - Sistema de condicionamento de ar por compressão de vapor
Fonte: Autoria própria

Para a obtenção do coeficiente de performance térmico (COP) nos sistemas por compressão de vapor será utilizada a seguinte equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (6.2)$$

Onde $\dot{Q}_0$ representa a capacidade frigorífica do sistema em kW, $\dot{W}_c$ é a energia utilizada pelo compressor em kW e h é a entalpia específica em kJ/kg do ar em determinado ponto do sistema.

Esta subseção constou da realização de algumas simulações, utilizando-se o software específico de análise de sistemas de refrigeração “CoolPack”, que utiliza como base a plataforma “EES” (Engineering Equation Solver). As simulações foram realizadas considerando-se o ciclo de um estágio de compressão com evaporador seco. Para tanto, determinou-se a performance do sistema de refrigeração por compressão de vapor, visando atender à carga térmica de ambientes para clima quente e úmido e à comparação com sistemas de condicionamento de ar dessecante e sistemas híbridos (dessecante e por compressão de vapor). As variáveis de entrada para simulação foram: as temperaturas de evaporação e de condensação do refrigerante, o grau de sub-resfriamento do refrigerante na saída do condensador, o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador, a perda de pressão nas linhas de sucção e de descarga do compressor e a eficiência térmica isentrópica do compressor.

O CoolPack (IPU 2013) foi desenvolvido pelo Departamento da Engenharia Mecânica da Universidade Técnica da Dinamarca (DTU), sendo financiado pela Agência de Energia Dinamarquesa, sua primeira versão foi disponibilizada em 1995. Todas as versões foram disponibilizadas de forma gratuita, pois, há a intenção dos responsáveis pelo desenvolvimento desse software de receberem um feedback acerca do funcionamento do mesmo, para melhorar o desempenho, razão pela qual são incentivados o download e a utilização do software. O CoolPack trata-se de um pacote de programas de simulação que podem ser utilizados para projetar, dimensionar, analisar e otimizar sistemas de refrigeração.

Os programas do pacote CoolPack têm os seguintes propósitos: - Cálculo de propriedades dos refrigerantes (dados termodinâmicos e físicos de dezenas de refrigerantes, comparação de refrigerantes, plotagem de diagramas característicos de Mollier (P-h), (T-s) e (h-s), cálculo da performance padrão do ciclo de refrigeração, diagramas de ar úmido, tabelas de saturação, dentre outros); - Análise de ciclos (por

exemplo, comparação entre ciclos de um ou dois estágios de compressão); - Dimensionamento do Sistema (cálculo das capacidades dos componentes baseados em critério de dimensionamento); - Simulação do sistema (determinação das condições de operação do sistema com componentes definidos); - Avaliação da operação (avaliação da eficiência do sistema e sugestões para a redução do consumo energético); - Cálculo dos componentes (determinação da eficiência de um componente em particular); - Análise da carga térmica do sistema (análise da carga térmica que é necessário retirar do sistema, compreendendo diversas classes climáticas e vários tipos de equipamentos de refrigeração); - Simulação do resfriamento de um objeto em condições transientes (por exemplo, avaliação do condicionamento do ar de uma sala, do tempo necessário para atingir o conforto térmico etc); - Análise econômica (avaliação econômica do ciclo de vida do equipamento, permitindo a comparação de projetos, com base em medidores econômicos).

Para utilização do software COOLPACK, versão 1.50, as variáveis usadas nas análises foram definidas a seguir:

- Temperaturas: TE é a temperatura de evaporação do refrigerante ($^{\circ}\text{C}$); TC é a temperatura de condensação do refrigerante ($^{\circ}\text{C}$); ΔTSH é o grau de superaquecimento [K] e ΔTSC é o grau de sub-resfriamento do líquido refrigerante (K).
- Perdas de pressão: ΔPSL é a perda de pressão na linha de sucção calculada em função da queda da temperatura de evaporação permitida (K), ΔPDL é a perda de pressão na linha de descarga calculada em função da queda da temperatura de evaporação permitida (K).
- Trocador de calor de gás de sucção: esse equipamento opcional, instalado na entrada do compressor, permite que o líquido que vem do condensador seja resfriado pelo vapor frio vindo do evaporador. A simulação permite variar a eficiência térmica (ηT) desse trocador de calor.
- Taxas de transferência de calor: QE é a taxa de transferência de calor do evaporador (kW); QC é a taxa de transferência de calor do condensador (kW); QLOSS é a taxa de transferência de calor do compressor (kW); QSL é a taxa de transferência de calor da linha de sucção.
- Vazões: m é a vazão mássica do refrigerante (kg/s); VS é a vazão volumétrica do refrigerante na sucção do compressor (m^3/h).

- Rendimentos: η_{IS} é o rendimento isentrópico do compressor; η_{VOL} é a eficiência volumétrica do compressor.
- Para a modelagem do compressor, é possível selecionar um dos três itens: (i) fator de perda de calor do compressor ($fQ[\%]$); (ii) temperatura de descarga do compressor ($T2[^\circ\text{C}]$); (iii) perda de calor na superfície do compressor ($Q_{LOSS}[\text{kW}]$).
- Para a modelagem dos ganhos de calor da linha de sucção, é possível selecionar um dos três itens: (i) taxa de calor ganho pela tubulação ($Q_{SL}[\text{W}]$); (ii) temperatura na saída da linha de sucção ($T8[^\circ\text{C}]$); (iii) aumento da temperatura do gás na linha de sucção ($\Delta T_{SH}, SL [\text{K}]$).

Para as simulações foi admitido o ciclo ideal de compressão de um estágio. As perdas de pressão das linhas de sucção e descarga do compressor, as perdas de calor do compressor, as perdas de calor da linha de sucção e os graus de superaquecimento na saída do evaporador foram considerados nulos. A eficiência isentrópica do compressor foi admitida em 70 e 100%. A capacidade de refrigeração “QL” foi variada de 5 a 20 kW. O trocador de calor do gás de sucção esteve ausente. Para a modelagem dos ganhos de calor da linha de sucção foi utilizada a temperatura na saída da linha de sucção ($T8[^\circ\text{C}]$);

6.3.2 Resultados

Esta subseção apresenta os detalhes de um estudo de simulação de um condicionador de ar por compressão de vapor tipo janela, usando o software COOLPACK. O estudo calcula o desempenho do condicionador de ar usando o fluido refrigerante R-22 sobre condições de operação mostradas em Devotta *et al.* (2005). O sistema usa um condicionador de ar com capacidade 5.13 kW (1.5 TR).

Na Figura 6.23, abaixo, é apresentado o sistema de compressão de vapor de um estágio usando fluido refrigerante R-22 com os valores de temperatura para cada estado termodinâmico do ciclo. Além disso, mostra a capacidade frigorífica, o calor rejeitado pelo condensador, o trabalho do compressor, o fluxo de fluido refrigerante que circula no sistema e o coeficiente de performance.

Na Figura 6.24, abaixo, mais adiante, são apresentadas as condições de operação do sistema de compressão de vapor de um estágio de 5 kW utilizadas nessa simulação com os valores de temperatura de evaporação e condensação, o grau de superaquecimento e o grau

de sub-resfriamento do líquido refrigerante, a vazão mássica do fluido refrigerante, o rendimento isentrópico do compressor e a temperatura de descarga do compressor. Os demais parâmetros foram considerados nulos.

Para fornecer os dados de operação do sistema de compressão de vapor foi utilizado o software EVAP-COND, objetivando simular as condições do evaporador e do condensador, conforme Figuras 6.25 e 6.26, posterior e respectivamente abaixo.

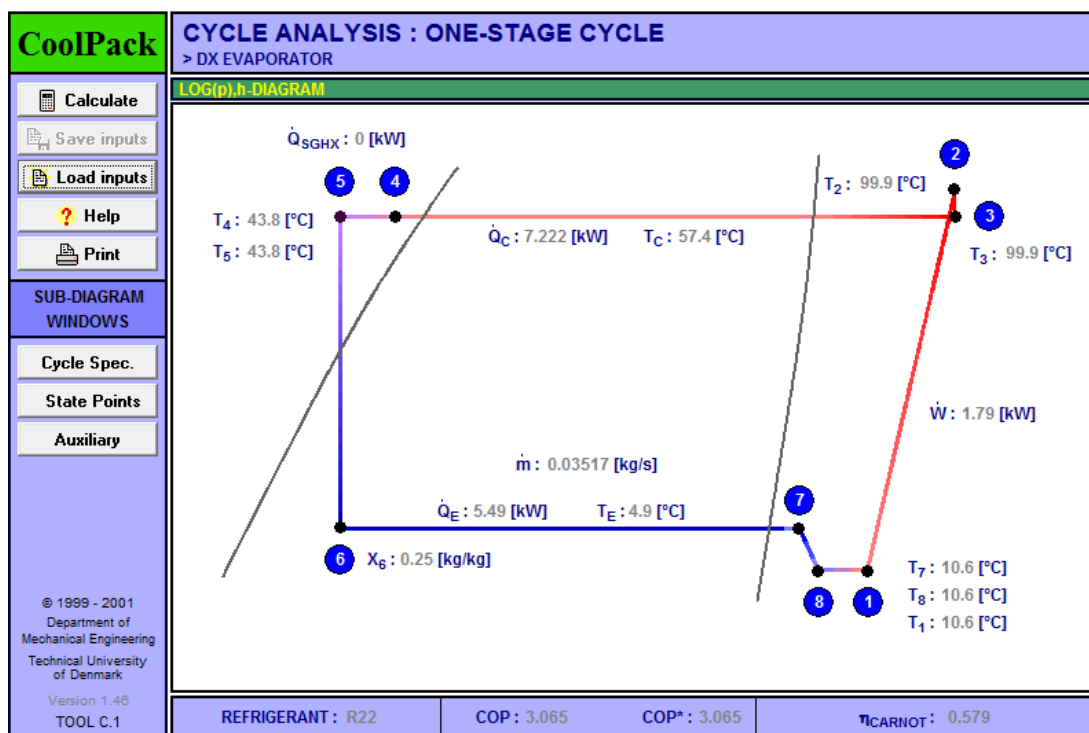


Figura 6.23 – Análise do Ciclo de compressão de vapor para condicionador de ar tipo janela de 5 kW

Fonte: Dados gerados pelo autor no software COOLPACK

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T_E [°C]:	4.9	ΔT_{SH} [K]:	5.7	Δp_{SL} [K]:	0
T_C [°C]:	57.4	ΔT_{SC} [K]:	13.6	Δp_{DL} [K]:	0
CYCLE CAPACITY					
Mass flow $\dot{m}$ [kg/s]	0.03517	$\dot{Q}_E$ [kW]	5.49	$\dot{Q}_C$ [kW]	7.222
		$\dot{m}$ [kg/s]	0.03517	$\dot{V}_S$ [m³/h]	5.29
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0.7	η_{IS} [0.700]		$\dot{W}$ [kW]	1.79
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Discharge temperature T_2 [°C]	99.9	f_Q [99.9 %]		T_2 [°C]	99.9
		$\dot{Q}_{LOSS}$ [kW]	0.0556		
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0.0	$\dot{Q}_{SL}$ [W]	0	T_8 [°C]	10.6
		$\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0.0		

Figura 6.24 – Condições de operação do sistema de compressão de vapor de 5 kW
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software COOLPACK

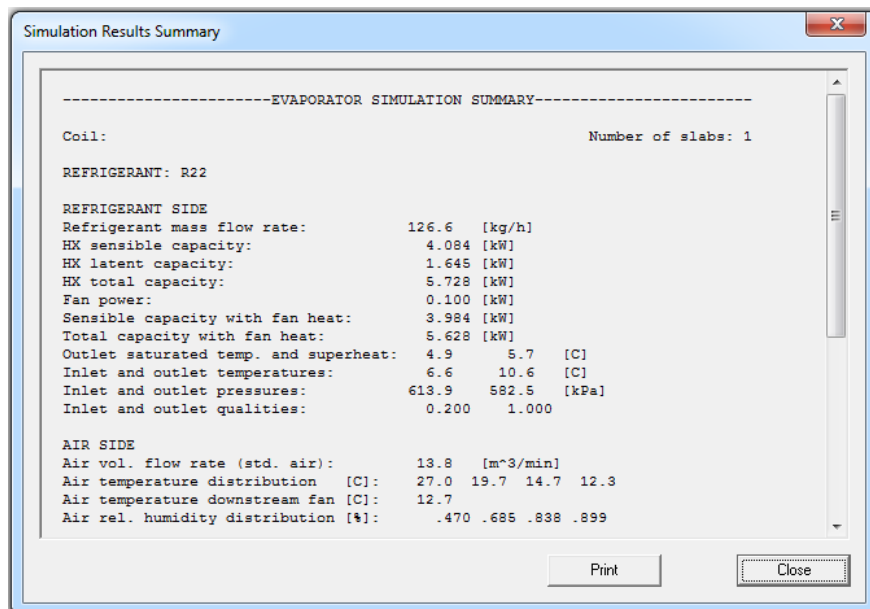


Figura 6.25 – Resultados gerados na simulação do evaporador
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND

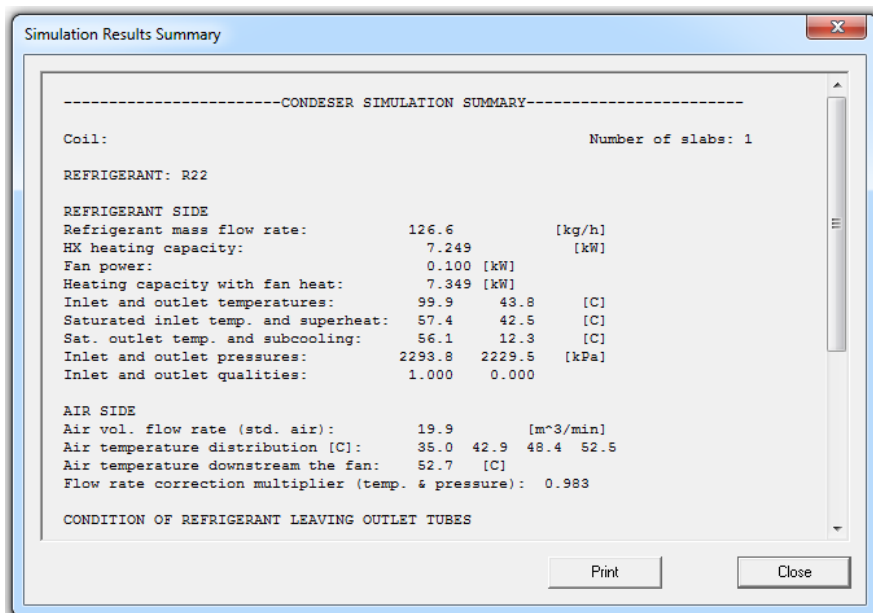


Figura 6.26 – Resultados gerados na simulação do condensador
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND

Para esse condicionado de ar tipo janela de potência frigorífica de 5 kW, foi obtido um COP próximo de 3 e observado que as temperaturas no evaporador e no condensador

estão em conformidade com as simuladas no software EVAP-COND, o que comprovou a possibilidade de sua utilização para determinar a condição do ar de saída no evaporador e no condensador.

6.3.3 Variação de Parâmetros

Após a realização da simulação do condicionador de ar por compressão de vapor tipo janela, com capacidade de 5.27 kW (1.5 TR), sobre condições de operação mostradas em Devotta *et al.* (2005), usando o software COOLPACK, a análise foi extrapolada para um condicionador de janela com capacidade de 20 kW (5.69 TR), sob três condições de operações: pouco úmido ($10 \text{ g}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$), úmido ($13,8 \text{ g}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$) e muito úmido (20 g/kg). A condição úmida ($13,8 \text{ g/kg}$) foi obtida experimentalmente por Jin *et al.* (1998) e servirá de parâmetro para comparação entre os três tipos de sistemas empregados nesta tese.

Na Figura 6.27, a seguir, é apresentado o sistema de compressão de vapor de um estágio com potência frigorífica de 20 kW, usando fluido refrigerante R-22 com os valores de temperatura para cada estado termodinâmico do ciclo. Além disso, foram mostrados a capacidade frigorífica, o calor rejeitado pelo condensador, o trabalho do compressor, o fluxo de fluido refrigerante que circula no sistema e o coeficiente de performance.

Na Figura 6.28, posterior, são apresentadas as condições de operação do sistema de compressão de vapor de um estágio de 20 kW utilizadas nessa simulação com os valores de temperatura de evaporação e condensação, o grau de superaquecimento e o grau de sub-resfriamento do líquido refrigerante, a vazão mássica do fluido refrigerante, o rendimento isentrópico do compressor e a temperatura de descarga do compressor. Os demais parâmetros foram considerados nulos.

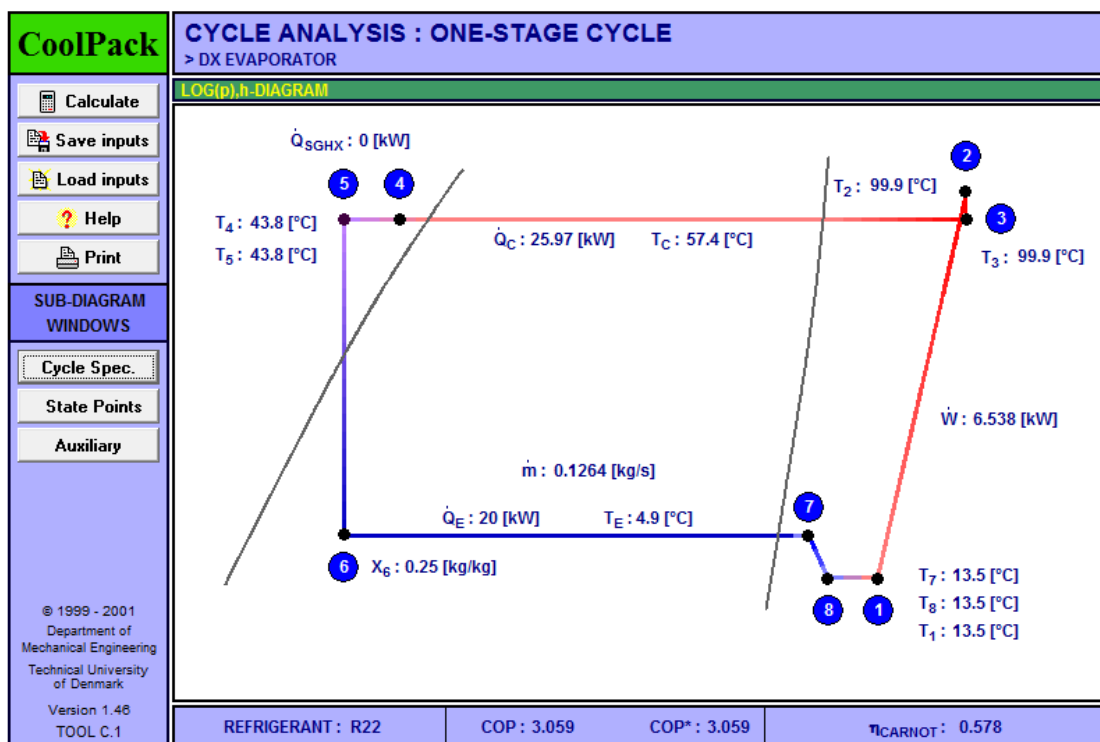


Figura 6.27 – Análise do Ciclo de compressão de vapor para condicionador de ar tipo janela de 20 kW

Fonte: Dados gerados pelo autor no software COOLPACK

CYCLE SPECIFICATION			
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES	
$T_E \text{ [}^\circ\text{C]} : 4.9$	$\Delta T_{SH} \text{ [K]} : 8.6$	$\Delta p_{SL} \text{ [kPa]} : 0$	SUCTION GAS HEAT EXCHANGER No SGHX 0.00
$T_C \text{ [}^\circ\text{C]} : 57.4$	$\Delta T_{SC} \text{ [K]} : 13.8$	$\Delta p_{DL} \text{ [kPa]} : 0$	REFRIGERANT R22
CYCLE CAPACITY			
Cooling capacity $\dot{Q}_E \text{ [kW]} : 20$	$\dot{Q}_E : 20 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_C : 25.97 \text{ [kW]}$	$\dot{m} : 0.1264 \text{ [kg/s]}$ $\dot{V}_S : 19.29 \text{ [m}^3\text{/h]}$
COMPRESSOR PERFORMANCE			
Isentropic efficiency $\eta_{is} [-] : 0.7$	$\eta_{is} : 0.700 [-]$	$\dot{W} : 6.538 \text{ [kW]}$	
COMPRESSOR HEAT LOSS			
Discharge temperature $T_2 \text{ [}^\circ\text{C]} : 99.9$	$f_Q : 8.7 \text{ [%]}$	$T_2 : 99.9 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\dot{Q}_{LOSS} : 0.5718 \text{ [kW]}$
SUCTION LINE			
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL} \text{ [K]} : 0.0$	$\dot{Q}_{SL} : 0 \text{ [W]}$	$T_8 : 13.5 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$\Delta T_{SH,SL} : 0.0 \text{ [K]}$
Calculate	Print	Help	Home Auxiliary State Points COP : 3.059 COP* : 3.059

Figura 6.28 – Condições de operação do sistema de compressão de vapor de 20 kW

Fonte: Dados gerados pelo autor no software COOLPACK

Para fornecer os dados de operação do sistema de compressão de vapor de 20 kW, foi utilizado o software EVAP-COND para simular as condições do evaporador, conforme as Figuras 6.29, 6.30 e 6.31, respectivamente, abaixo.

Para as condições do condensador, foram utilizados dados compatíveis com os utilizados no condensador do sistema de compressão de vapor de 5 kW.

Para o condicionador de ar tipo janela de potência frigorífica de 20 kW, foi obtido um COP próximo de 3 e observado que as temperaturas no evaporador e no condensador estão em conformidade com as simuladas no software EVAP-COND.

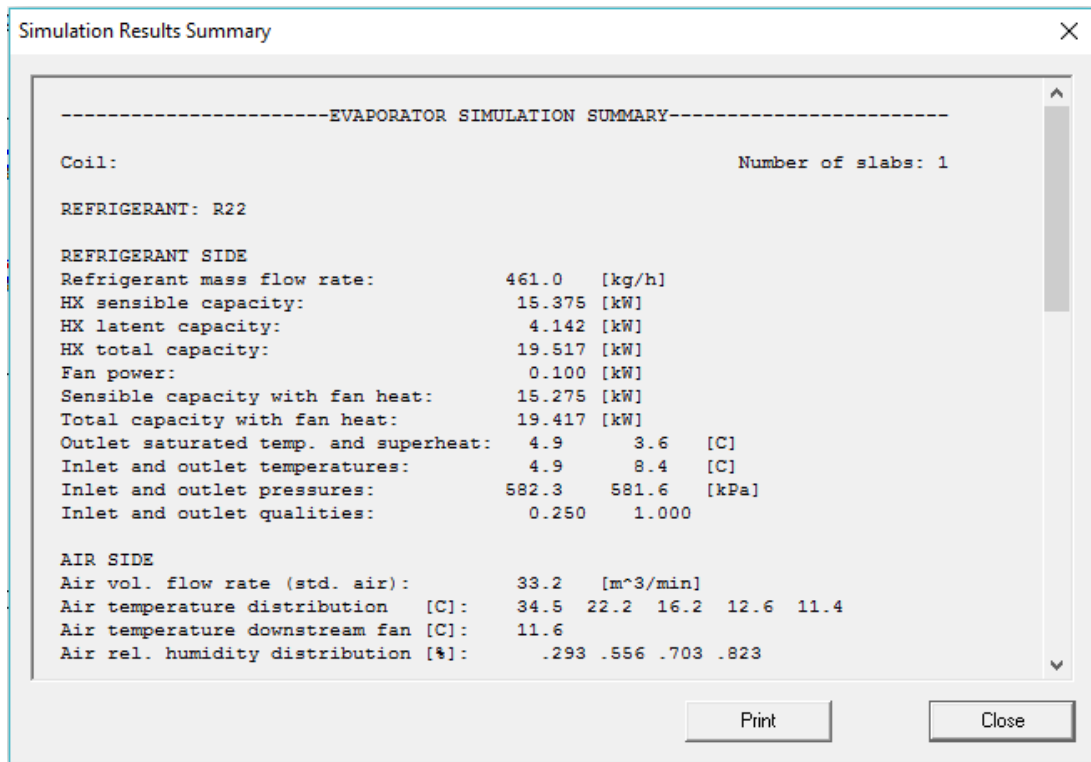


Figura 6.29 – Resultados gerados na simulação do evaporador

Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND

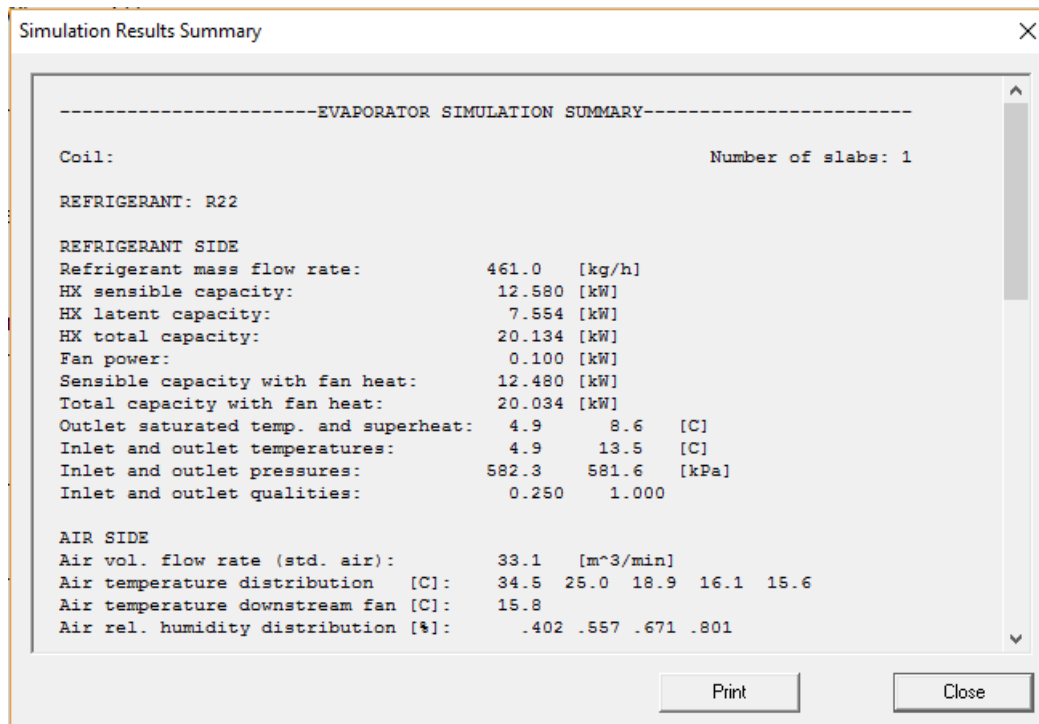


Figura 6.30 – Resultados gerados na simulação do evaporador
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND

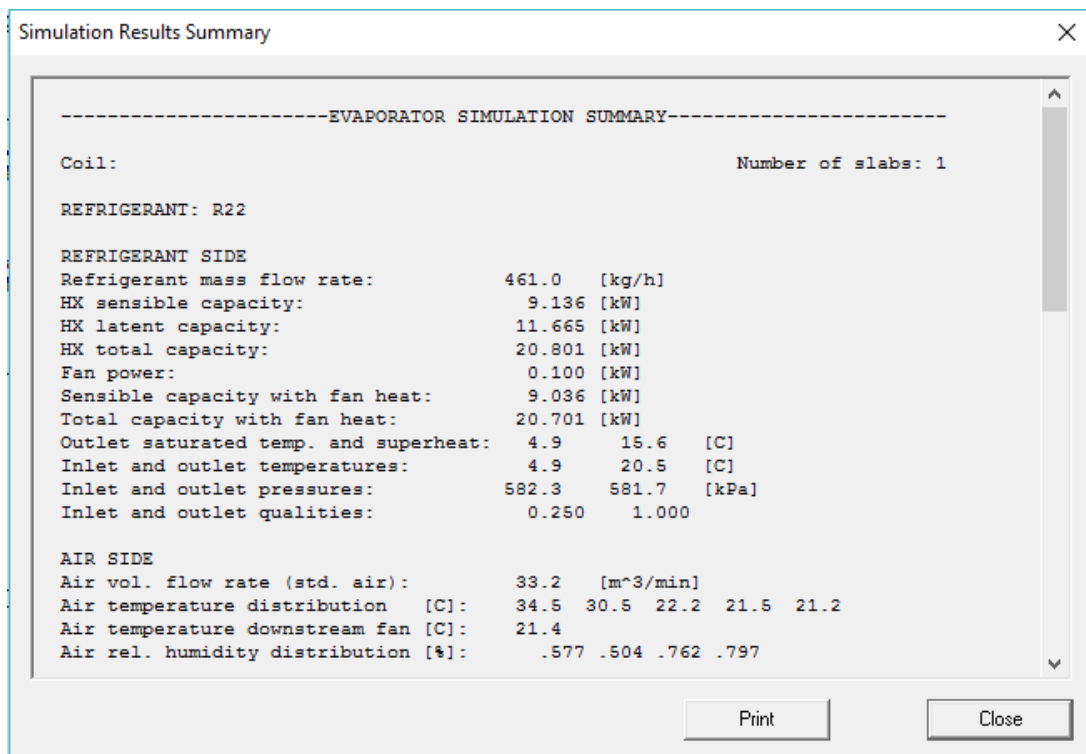


Figura 6.31 – Resultados gerados na simulação do evaporador
 Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND

Analisando as Figuras 6.29 a 6.31, pode-se observar que o aumento da razão de umidade na entrada do sistema de compressão de vapor provoca um significativo aumento da temperatura do ar na saída do evaporador, o que afetará o desempenho do sistema estudado, podendo não garantir o conforto térmico no ambiente.

Nas condições pouco úmida (10 g/kg) e úmida ($13,8 \text{ g/kg}$), Figuras 6.29 e 6.30 respectivamente, observa-se que as temperaturas e umidades relativas de insuflamento, $11,4 \text{ °C}$ e $82,3\%$ e $15,6 \text{ °C}$ e $80,1\%$, respectivamente, permitem a condição de conforto térmico.

Já para a condição muito úmida ($20 \text{ g}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$), Figura 6.31, observa-se que a temperatura e a umidade relativa de insuflamento, $21,2 \text{ °C}$ e $79,7\%$, respectivamente, não permitem a condição de conforto térmico.

6.4 SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR HÍBRIDO (DESSECANTE E POR COMPRESSÃO DE VAPOR)

De acordo com os últimos resultados obtidos, constata-se que os sistemas de refrigeração puramente dessecantes apresentam melhoria no COP, mas não atendem às condições de conforto térmico para climas quentes e muito úmidos. O sistema de compressão de vapor também enfrenta dificuldades em climatizar ambientes, de forma confortável, quando o ar de insuflamento possui altas taxas de temperatura e de razão de umidade. Para resolver o problema proveniente da carga latente, seria necessário superdimensionar o equipamento do sistema de compressão de vapor, o que aumentaria o custo de aquisição e também poderia elevar o seu consumo elétrico.

Uma possibilidade para a resolução dos problemas causados por climas quentes e úmidos/muito úmidos que vem sendo estudada em diversas partes do mundo é a junção dos dois sistemas de refrigeração acima mencionados (dessecante e por compressão de vapor), formando um sistema de refrigeração híbrido.

A seguir, é apresentado uma das configurações de um sistema de condicionador de ar híbrido dessecante com compressão de vapor, bem como, os pontos que representam os estados termodinâmicos na entrada e saída de cada componente, conforme Figura 6.32.

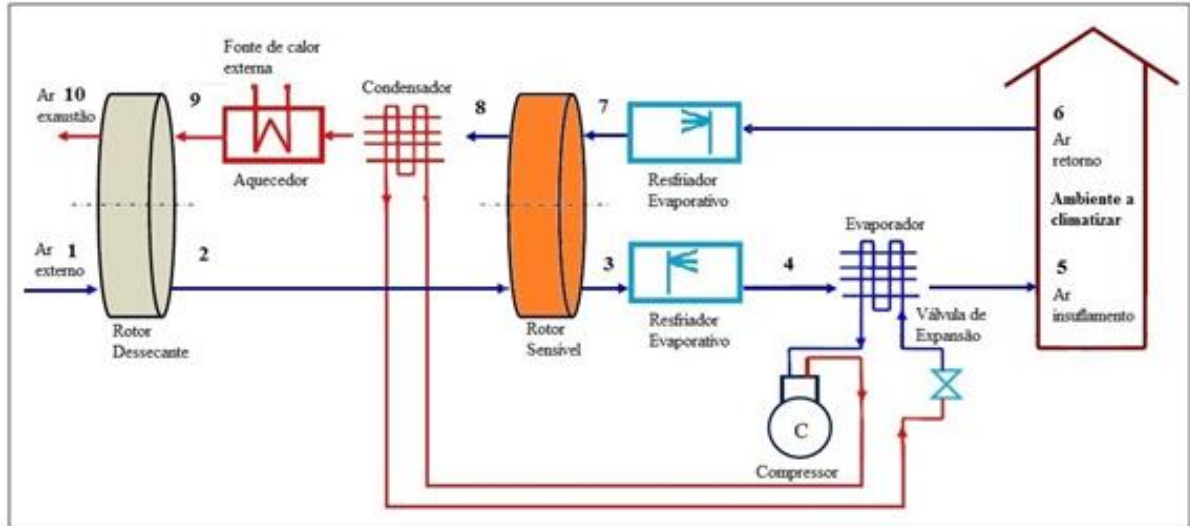


Figura 6.32 - Sistema de condicionamento de ar híbrido dessecante

Fonte: Autoria própria

Para a obtenção do coeficiente de performance térmico (COP) nos sistemas híbridos dessecantes e por compressão de vapor será utilizada a seguinte equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{refrig}}{\dot{Q}_{total}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}[(h_9 - h_8) + (h_5 - h_4)]} \quad (6.3)$$

Onde $\dot{Q}_0$ representa a capacidade frigorífica do sistema em kW, e h é a entalpia específica em kJ/kg do ar em determinado ponto do sistema.

Nesta seção, foram realizadas diversas simulações com acréscimo e troca de componentes dos sistemas híbridos. Todos os resultados foram tabelados, para estes foi utilizado, além da simulação desenvolvida pelo autor, o software EVAP-COND. Na sequência, foram calculados e exibidos todos os coeficientes de performance dos sistemas simulados. As simulações realizadas obedeceram as configurações abaixo:

Configuração A: substituindo o resfriador evaporativo do sistema dessecante por um evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Configuração B: acrescentando ao sistema dessecante um evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

Configuração C: acrescentando ao sistema dessecante um evaporador e um condensador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor.

6.4.1 Sistema Híbrido: configuração A, para clima úmido com dados de Jin *et al.* (1998)

A Tabela 6.9 apresenta uma comparação entre os resultados obtidos experimentalmente por Jin *et al.*(1998) e os resultados simulados pelo autor deste trabalho, a partir do ponto 3, substituindo o resfriador evaporativo localizado no ponto anterior ao recinto (3 – 4) pelo evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Para isso, foi utilizado o software EVAP-COND. Os dados de operação e os resultados do evaporador do sistema de compressão de vapor são apresentados na Figura 6.33 e na Tabela 6.9, a seguir.

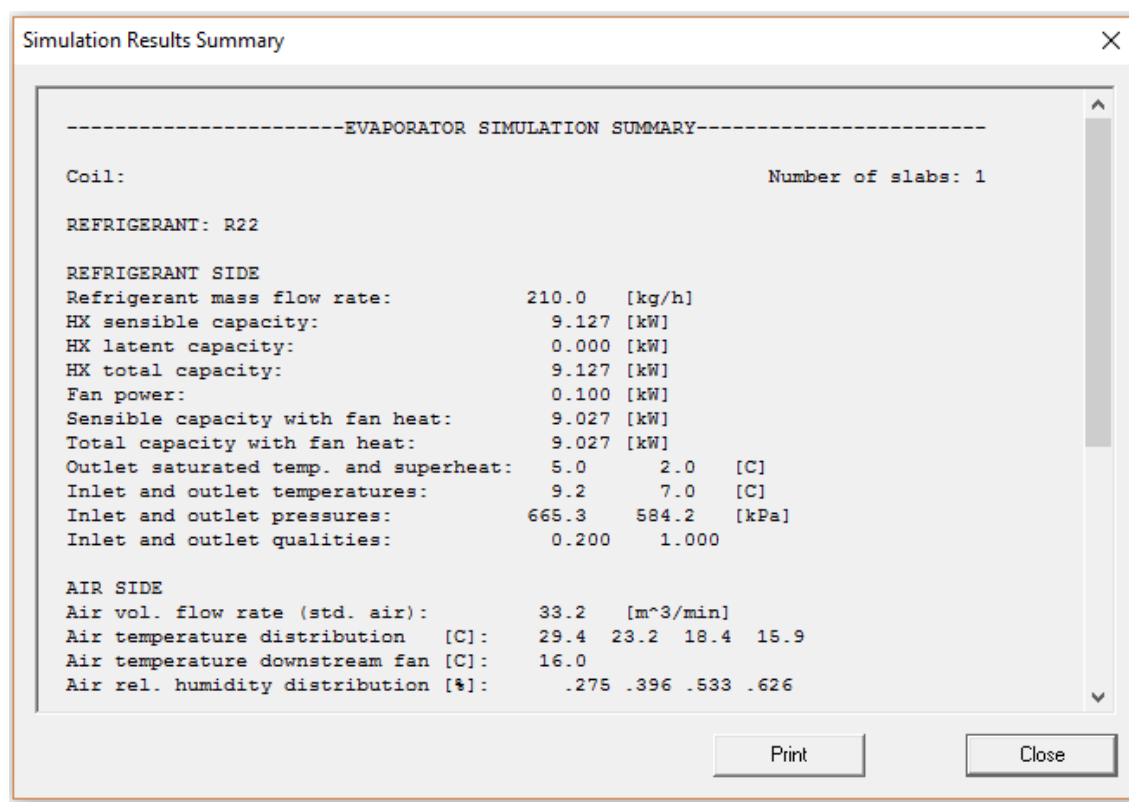


Figura 6.33 – Resultados gerados na simulação do evaporador

Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND

Tabela 6.9 – Solução e comparação entre sistemas: dessecante e híbrido

Fonte: Dados gerados pelo autor

Pontos no ciclo	Jin <i>et al.</i> (1998)			Presente Trabalho – Sistema híbrido		
	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]
1	34,5	13,8	69,3	34,5	13,8	69,3
2	61,9	6,2	78,1	61,9	6,2	78,1
3	29,4	7,0	47,0	29,4	7,0	47,0
4	17,8	11,5	46,3	15,9	7,0	33,3
5	29,4	12,8	61,5	30,8	7,0	48,5
6	22,6	15,8	62,0	18,8	11,8	48,3
7	55,8	14,8	93,9	55,4	11,8	85,9
8	81,7	14,8	120,8	81,6	11,8	112,8
9	54,3	22,4	111,8	54,2	19,4	104,0

A partir da Tabela 6.9, acima, é possível constatar que a substituição do resfriador evaporativo pelo evaporador de um sistema de compressão de vapor permitiu uma redução na temperatura do ar de insuflamento do recinto, bem como a sua redução em termos de razão de umidade, de 17,8 °C para 15,9 °C e de 11,7g/kg para 7g/kg. Houve, também, um aumento no consumo de energia elétrica do sistema, apresentando um incremento de 9,027 kW, como mostrado na Figura 6.30.

O cálculo do COP para o resultado experimental e para a simulação do sistema híbrido de condicionamento de ar com dois rotores, em análise, está detalhado na Tabela 6.10, a seguir.

Tabela 6.10 – Comparação entre a performance do sistema dessecante e do sistema híbrido dessecante

Fonte: Dados gerados pelo autor

	Jin <i>et al.</i> (1998)	Presente trabalho-Sistema híbrido
COP	0,86	0,88

A Tabela 6.10, anterior, mostra que o sistema híbrido dessecante apresentou uma pequena melhora no coeficiente de performance quando comparado com o sistema

puramente dessecante. A melhora do COP foi muito pequena, da ordem de 2%, mas possibilitou que houvesse uma redução da temperatura de insuflamento superior a 10%.

6.4.2 Sistema Híbrido: configuração A, para clima úmido com dados do autor

A Tabela 6.11, a seguir, apresenta uma comparação entre os resultados simulados no presente trabalho, com as mesmas condições de entrada do trabalho experimental desenvolvido por Jin *et al.* (1998) e os resultados simulados pelo autor com as mesmas condições iniciais, porém substituindo o resfriador evaporativo localizado no ponto anterior ao recinto (3 – 4) pelo evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Para isso, novamente, foi utilizado o software EVAP-COND. Os dados de operação e os resultados do evaporador do sistema de compressão de vapor são apresentados na Figura 6.34 e na Tabela 6.11, a seguir.

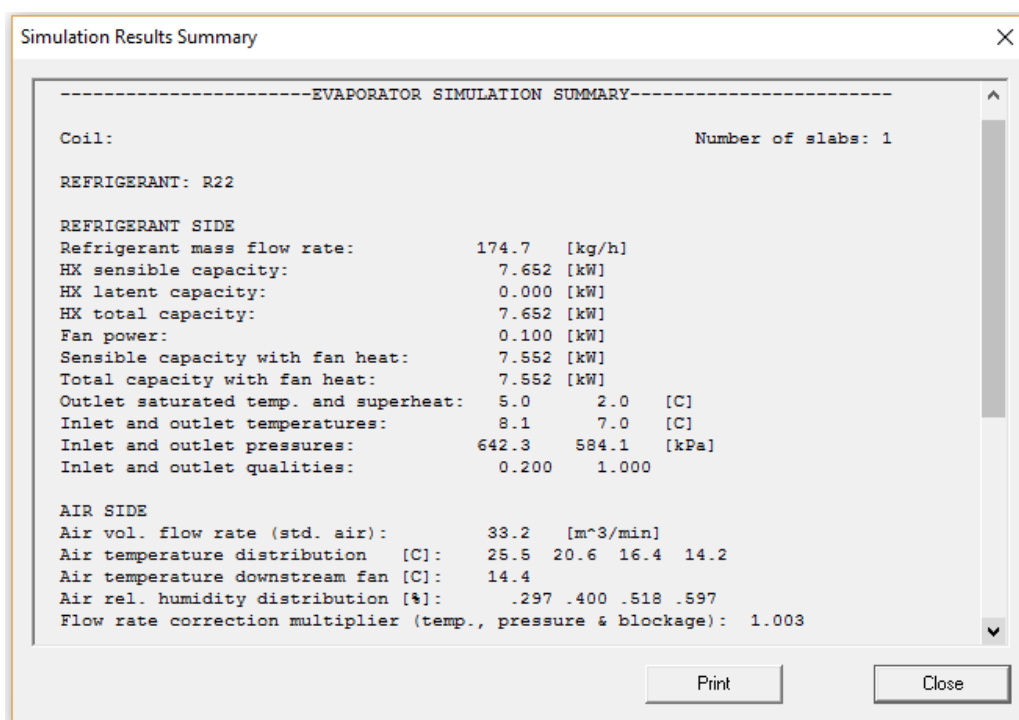


Figura 6.34 – Resultados gerados na simulação do evaporador

Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND

Tabela 6.11 – Solução e comparação entre sistemas: dessecante e híbrido

Fonte: Dados gerados pelo autor

Pontos no ciclo	Presente Trabalho Sistema dessecante	Presente Trabalho Sistema híbrido
-----------------	--------------------------------------	-----------------------------------

	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]
1	34,5	13,8	69,3	34,5	13,8	69,3
2	61,7	6,0	77,5	61,7	6,0	77,5
3	25,5	6,0	40,6	25,5	6,0	40,6
4	16,0	10,2	41,4	14,2	6,0	29,1
5	32,4	10,2	58,2	30,7	6,0	45,9
6	21,7	14,7	58,4	18,0	11,1	45,9
7	57,4	14,7	95,3	55,1	11,1	83,8
8	84,2	14,7	123,0	82,1	11,1	111,5
9	57,0	22,5	114,8	54,9	18,9	103,4

A partir da Tabela 6.11, acima, é possível constatar que a substituição do resfriador evaporativo pelo evaporador de um sistema de compressão de vapor, novamente permitiu uma redução na temperatura do ar de insuflamento do recinto, bem como a sua redução de razão de umidade, respectivamente, de 16,0 °C para 14,2 °C e de 10,2g/kg para 6g/kg. Houve, também, um aumento no consumo de energia elétrica do sistema, apresentando um incremento de 7,552 kW, como mostrado na Figura 6.31.

O cálculo do COP para o resultado experimental e para a simulação do sistema híbrido de condicionamento de ar com dois rotores, em análise, está detalhado na Tabela 6.12, abaixo.

Tabela 6.12 – Comparação entre a performance do sistema dessecante e a do sistema híbrido dessecante

Fonte: Dados gerados pelo autor

	Sistema dessecante	Sistema híbrido dessecante
COP	1,01	1,02

A Tabela 6.12, mostra que os sistemas dessecante e híbrido dessecante apresentam praticamente o mesmo coeficiente de performance e ambos possuem ótimas condições de insuflamento, porém o sistema híbrido retratou temperatura e razão de umidade menores na entrada do recinto a ser climatizado.

6.4.3 Sistema Híbrido: configuração B, para clima úmido

A Tabela 6.13, apresenta uma comparação entre os resultados simulados no presente trabalho, com as mesmas condições de entrada do trabalho experimental desenvolvido por Jin *et al.* (1998), e os resultados simulados pelo autor com as mesmas condições iniciais, porém acrescentando o evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, imediatamente após o primeiro resfriador evaporativo, localizado no ponto anterior ao recinto (3 – 4). Para isso, mais uma vez foi utilizado o software EVAP-COND. Os dados de operação e resultados do evaporador do sistema de compressão de vapor são apresentados na Figura 6.35 e na Tabela 6.13, a seguir.

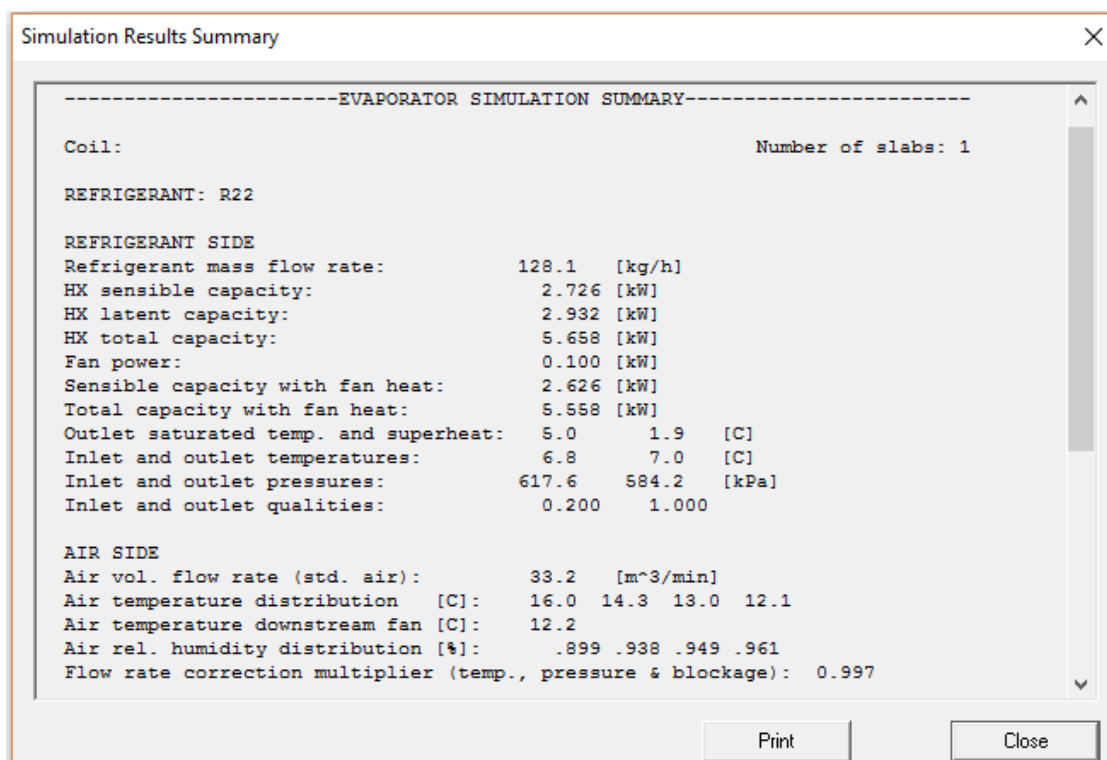


Figura 6.35 – Resultados gerados na simulação do evaporador

Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND

Tabela 6.13 – Solução e comparação entre sistemas: dessecante e híbrido

Fonte: Dados gerados pelo autor

Pontos no ciclo	Presente Trabalho Sistema dessecante			Presente Trabalho Sistema híbrido		
	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]

1	34,5	13,8	69,3	34,5	13,8	69,3
2	61,7	6,0	77,5	61,7	6,0	77,5
3	25,5	6,0	40,6	25,5	6,0	40,6
4	16,0	10,2	41,4	16,0	10,2	41,4
				12,1	8,4	33,0
5	32,4	10,2	58,2	28,6	8,4	49,8
6	21,7	14,7	58,4	19,0	12,3	49,8
7	57,4	14,7	95,3	55,3	12,3	87,0
8	84,2	14,7	123,0	82,3	12,3	114,7
9	57,0	22,5	114,8	55,1	20,1	106,7

A partir da Tabela 6.13, anterior, é possível constatar que o acréscimo do evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, imediatamente após o primeiro resfriador evaporativo, permitiu uma substancial redução na temperatura do ar de insuflamento do recinto, bem como a sua redução de razão de umidade, de 16,0 °C para 12,1°C e de 10,2g/kg para 8,4g/kg. Houve, também, um aumento no consumo de energia elétrica do sistema, apresentando um incremento de 5.558 kW, como mostrado na Figura 6.32.

O cálculo do COP para o resultado experimental e para a simulação do sistema híbrido de condicionamento de ar com dois rotores, em análise, está detalhado na Tabela 6.14, abaixo.

Tabela 6.14 – Comparação entre a performance do sistema dessecante e do sistema híbrido dessecante

Fonte: Dados gerados pelo autor

	Sistema dessecante	Sistema híbrido dessecante
COP	1,01	1,00

A Tabela 6.14, acima, mostra que os sistemas dessecante e híbrido dessecante apresentam praticamente o mesmo coeficiente de performance e ambos permitem condições de insuflamento suficientes para a obtenção da condição de conforto. Porém, o sistema híbrido retratou uma redução da ordem de 24% na temperatura do ar de insuflamento na entrada do recinto a ser climatizado, quando comparado com o sistema puramente dessecante.

6.4.4 Sistema Híbrido: configuração A, para clima muito úmido

Após a realização de diversas simulações com acréscimo e troca de componentes dos sistemas híbridos, a análise foi extrapolada para climas quentes e muito úmidos (34,5 °C, 20 g/kg), conforme dados simulados e exibidos na Tabela 6.15. Para realizar a análise desejada, o resfriador evaporativo localizado no ponto anterior ao recinto (3 – 4) foi substituído pelo evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Para isso, novamente foi utilizado o software EVAP-COND. Os dados de operação e os resultados do evaporador do sistema de compressão de vapor são apresentados na Figura 6.36 e na Tabela 6.15, a seguir.

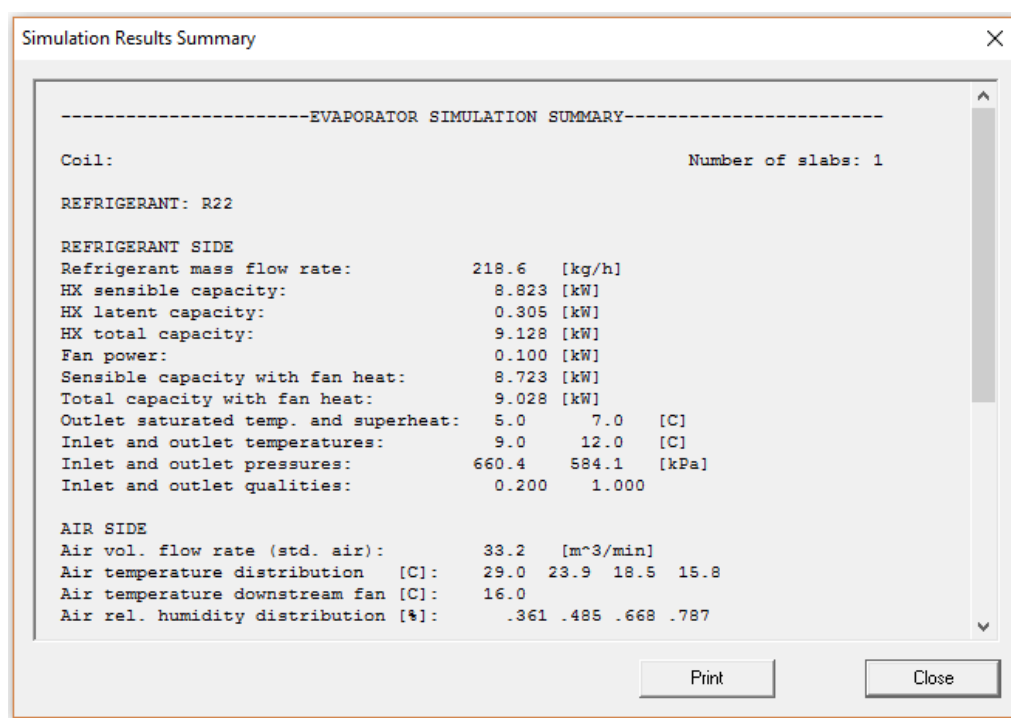


Figura 6.36 – Resultados gerados na simulação do evaporador
Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND

Tabela 6.15 – Solução e comparação entre sistemas: dessecante e híbrido para climas muito úmidos
Fonte: Dados gerados pelo autor

Pontos no ciclo	Presente Trabalho Sistema dessecante			Presente Trabalho Sistema híbrido		
	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]

1	34,5	20	84,9	34,5	20	84,9
2	69,4	9,0	93,1	69,4	9,0	93,1
3	29,0	9,0	51,7	29,0	9,0	51,7
4	19,0	13,4	52,4	15,8	8,8	37,7
5	35,3	13,4	69,2	32,3	8,8	54,5
6	24,8	17,9	69,6	20,7	13,5	54,5
7	64,7	17,9	111,1	62,1	13,5	97,1
8	91,5	17,9	139,0	89,1	13,5	125,0
9	56,6	28,9	130,7	54,2	24,5	117,0

Observa-se, de acordo com a Tabela 6.15, anterior, que o aumento da razão de umidade do ar na entrada do sistema de refrigeração influencia negativamente na condição de conforto térmico do ambiente a ser climatizado. Quanto maior a razão de umidade do ar de entrada, maiores serão a temperatura e a razão de umidade no ponto 4 (insuflamento do recinto). Para climas muito úmidos, observa-se, no sistema puramente dessecante, que entre os pontos 4 e 5 (recinto a ser climatizado) não apresentam, de acordo com as normas da ABNT (NBR 6401/2008) e da ASHRAE (standard 55/2010), condição de conforto. Porém, mantendo-se as mesmas condições de temperatura e umidade do ar externo, 34,5 °C e 20g/kg, respectivamente, é possível observar melhores resultados de insuflamento ao se utilizar um sistema híbrido, substituindo o resfriador evaporativo pelo evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Ao realizar a comparação entre os sistemas, observa-se que o sistema híbrido permitiu, no ponto 4 (entrada do recinto), uma redução da temperatura e da razão de umidade na ordem de 17% e 34%, respectivamente, permitindo que seja atingida, de acordo com a ABNT e da ASHRAE, a condição de conforto.

O cálculo do COP para a variação de parâmetros (razão de umidade) do sistema dessecante experimental está detalhado na Tabela 6.16, abaixo.

Tabela 6.16 – Comparação entre a performance do sistema dessecante e a do híbrido para climas úmidos

Fonte: Dados gerados pelo autor

	Sistema dessecante	Sistema híbrido dessecante
--	--------------------	----------------------------

COP	1,16	1,12
-----	------	------

Na Tabela 6.16, acima, observa-se que o sistema híbrido apresentou uma pequena redução no coeficiente de Performance, porém permitiu uma sensível melhora na redução de temperatura e na remoção da razão de umidade do ar de insuflamento.

6.4.5 Sistema Híbrido: configuração B, para clima muito úmido

A Tabela 6.17, apresenta uma comparação entre os resultados simulados no presente trabalho com os dados de entrada equivalentes ao trabalho experimental desenvolvido por JIN *et al.*(1998), porém modificando a razão de umidade para 20g de vapor de água por kg de ar seco, e os resultados simulados pelo autor, com as mesmas condições iniciais, também para clima quente e úmido e acrescentando o evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, imediatamente após o primeiro resfriador evaporativo, localizado no ponto anterior ao recinto (3 – 4). Para isso, mais uma vez foi utilizado o software EVAP-COND. Os dados de operação e os resultados do evaporador do sistema de compressão de vapor são apresentados na Figura 6.37 e na Tabela 6.17, a seguir.

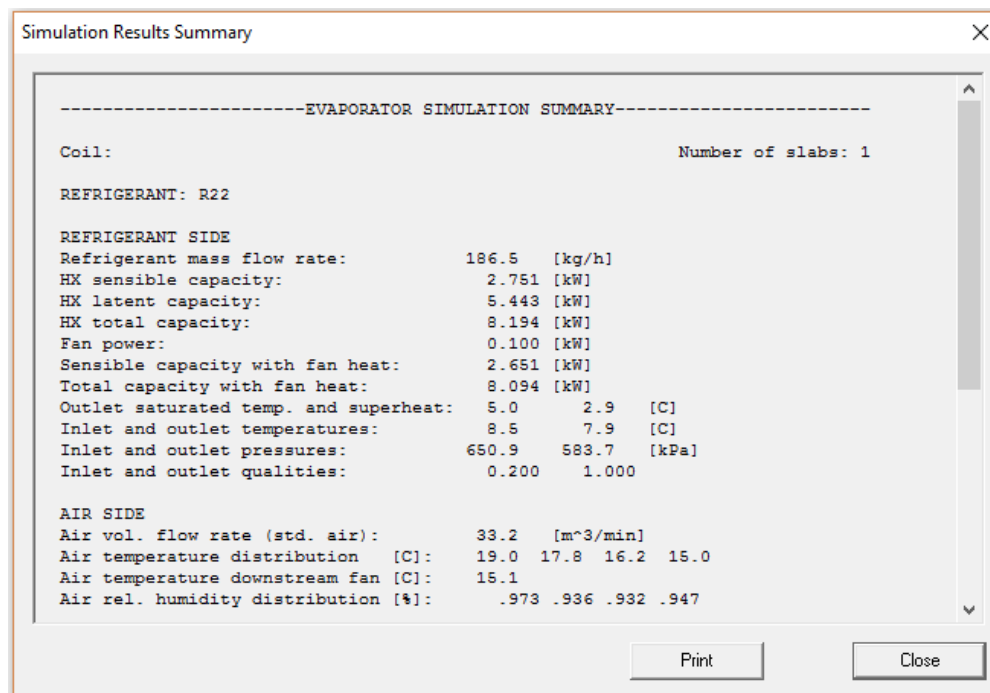


Figura 6.37 – Resultados gerados na simulação do evaporador
Fonte: Dados gerados pelo autor no software EVAP-COND

Tabela 6.17 – Solução e comparação entre sistemas: dessecante e híbrido para climas muito úmidos

Fonte: Dados gerados pelo autor

Pontos no ciclo	Presente Trabalho Sistema dessecante			Presente Trabalho Sistema híbrido		
	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]	Temp. [°C]	Umidade [g/kg]	Entalpia [kJ/kg]
1	34,5	20	84,9	34,5	20	84,9
2	69,4	9,0	93,1	69,4	9,0	93,1
3	29,0	9,0	51,7	29,0	9,0	51,7
4	19,0	13,4	52,4	19,0	13,4	52,4
				15,0	10,1	40,1
5	35,3	13,4	69,2	31,4	10,1	56,9
6	24,8	17,9	69,6	21,2	14,2	56,9
7	64,7	17,9	111,1	62,2	14,2	99,0
8	91,5	17,9	139,0	89,3	14,2	126,9
9	56,6	28,9	130,7	54,4	25,2	119,0

O cálculo do COP para a variação de parâmetros (razão de umidade) do sistema dessecante experimental está detalhado na Tabela 6.18, abaixo.

Tabela 6.18 – Comparação entre a performance do sistema dessecante

e a do híbrido dessecante para climas úmidos

Fonte: Dados gerados pelo autor

	Sistema dessecante	Sistema híbrido dessecante
COP	1,16	1,10

Na Tabela 6.18, acima, observa-se que o sistema híbrido apresentou redução no coeficiente de Performance, porém permitiu uma sensível melhora na redução de temperatura e na remoção da razão de umidade do ar de insuflamento.

6.4.6 Sistema Híbrido: configuração C, para clima muito úmido

Para as condições de entrada do trabalho experimental desenvolvido por Jin *et al.* (1998), os resultados simulados pelo autor deste trabalho com as mesmas condições iniciais, porém acrescentando o evaporador de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, imediatamente após o primeiro resfriador evaporativo, localizado no ponto anterior ao recinto (3 – 4) e também acrescentando uma unidade condensadora de um condicionador de ar, imediatamente após o rotor regenerativo (6 – 7), foram encontradas dificuldades de operação. Isso ocorreu pelo fato de, com as condições de contorno impostas, a temperatura de entrada do ar de insuflamento no condensador estar muito alta (62,2 °C), não permitindo a troca de calor de maneira eficaz, dessa forma, não foi possível, com o *software* EVAP-COND, realizar a simulação.

6.5 CONCLUSÃO

No presente capítulo foi simulado, apresentado e analisado o sistema dessecante como um modelo transiente para evolução da temperatura e da razão de umidade no rotor dessecante e validado com os trabalhos numéricos de Ruivo *et al.* (2004) e de Medeiros (2007). Dessa forma, foi possível observar o comportamento e os resultados semelhantes entre este estudo e os demais trabalhos numéricos. As discrepâncias existentes entre os resultados deste trabalho e os modelos comparados são justificáveis por serem utilizados procedimentos distintos para a obtenção da solução e modelos matemáticos diferentes na simulação do rotor dessecante e do resfriador evaporativo.

Foram plotadas curvas da resposta dinâmica de cada componente do sistema dessecante com dois rotores, que forneceram a temperatura e a razão de umidade em função do tempo de um sistema com as mesmas características construtivas impostas para um sistema de condicionamento de ar dessecante com dois rotores, no modo de ventilação e com 100% de ar de renovação (ciclo aberto), de acordo com Ruivo *et al.* (2004). Na sequência, os resultados foram apresentados e comparados com aqueles obtidos por Medeiros (2007). Neste estudo, também foi realizada uma atualização, de forma transiente, através de uma linearização dos resultados da razão de umidade obtidos ao final de cada ciclo, tanto nas saídas do rotor dessecante quanto nas saídas do rotor regenerativo. O novo procedimento adotado nesta tese, atualizando as variáveis implicitamente através de uma linearização, trouxe uma melhor resposta dinâmica dos componentes do sistema, mostrando perfis mais próximos da situação real.

Também foram realizadas variações de parâmetros. Para tanto, foram utilizados os *softwares* EVAP-COND e COOLPACK, visando verificar as configurações dos sistemas puramente dessecante e híbrido dessecante com compressão de vapor, que permitiram, de acordo com as normas da ABNT (NBR 6401/2008) e da ASHRAE (standard 55/2010), analisar a obtenção da condição de conforto.

Os sistemas puramente dessecantes de dois rotores, em climas quentes e muito úmidos, não reuniram condições de insuflamento (temperatura e razão de umidade) que permitissem a obtenção da condição de conforto para o recinto em estudo. Assim sendo, fez-se necessário a utilização do sistema híbrido com o evaporador de um sistema de compressão de vapor, substituindo um dos resfriadores evaporativos ou, simplesmente, acrescentado este ao sistema. As variações do COP entre os sistemas puramente dessecante e híbrido foram pequenas, entre 1% e 5%, mas os resultados, para os sistemas híbridos, permitiram uma redução da temperatura e da razão de umidade na ordem de 17% e 34%, respectivamente, atingindo, assim, o conforto térmico.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

7.1 CONCLUSÃO

Nesse trabalho foram desenvolvidos programas computacionais e utilizados softwares específicos para simulação de sistemas de condicionamento de ar dessecante, de compressão de vapor e híbridos (dessecante e por compressão de vapor) para servir de ferramenta útil para projeto, dimensionamento e análise de desempenho, visando atender as condições climáticas de clima quente, pouco úmido, úmido e muito úmido com a finalidade de garantir o conforto térmico, buscando minimizar o consumo energético e reduzir a emissão de substâncias nocivas ao meio ambiente.

Inicialmente, os componentes do sistema dessecante foram modelados a partir da análise dos fenômenos físicos, envolvendo balanços de energia e de massa, formando equações diferenciais da transferência de calor e de massa sujeitas às condições iniciais e de contorno que foram resolvidas numericamente usando o método dos volumes finitos. Para isso, o resfriador evaporativo tipo lavador de ar, o rotor regenerativo e o rotor dessecante foram validados numérica e experimentalmente com trabalhos existente na literatura ou com dados experimentais do Laboratório de Meios Porosos do CEAR-UFPB.

O resfriador evaporativo tipo lavador de ar e a torre de resfriamento foram analisados teoricamente via transferência de calor e de massa entre o ar e a película de água. Tais equipamentos foram simulados via modelos de Merkel e de Poppe para determinar a temperatura e razão de umidade na saída de cada equipamento. As equações diferenciais ordinárias resultantes foram resolvidas analiticamente, quando possível, e numericamente, através dos métodos de Euler e Runge Kutta. Para validar os modelos simulados, os resultados obtidos do resfriador evaporativo e da torre de resfriamento foram comparados com dados disponíveis na literatura. O modelo de Merkel, com soluções analíticas e numéricas, foi avaliado realizando ajuste linear e, na sequência, ajuste quadrático da curva de saturação do ar, constatando que o ajuste quadrático é melhor para o caso da torre de resfriamento e irrelevante no caso do resfriador evaporativo, devido ao pequeno gradiente de temperatura. O modelo de Poppe, através de soluções numéricas,

mostrou-se mais adequado tanto para a torre de resfriamento quanto para o resfriador evaporativo, pois levou em consideração a taxa de evaporação da água e, dessa forma, representou melhor o fenômeno físico.

O rotor sensível tipo ar-ar foi modelado matematicamente para simular o fenômeno de convecção forçada através do balanço de energia em um volume de controle. As equações governantes, sujeitas às condições iniciais e de contorno, foram resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos. O esquema upwind foi usado para o ar e o esquema de diferenças centrais foi usado para matriz sólida. Uma análise numérica foi realizada, obtendo resultados em termos de efetividade, comparados com outros trabalhos existentes na literatura e dados experimentais obtidos no laboratório. Na validação numérica, obteve-se um erro máximo de 0.33 % em relação ao método ε -NUT. Na validação experimental, o erro máximo de 7% em relação aos modelos: numérico e software do fabricante, enquanto que o modelo ε -NUT teve erro de 5.5 %. Portanto, conclui-se que qualquer um dos modelos testados poderão ser utilizados para representar o comportamento do rotor sensível. É importante salientar que podem ser associados erros aos dados experimentais e que portanto, isso se confirmando, as discrepâncias aos modelos utilizados podem ser ainda menores.

O rotor dessecante tipo ar-ar foi investigado para simular o fenômeno de convecção forçada através dos balanços de energia e de massa em um volume de controle via dois modelos unidimensionais (GSR e GSSR) com e sem os efeitos da resistência à difusão de massa no dessecante. As equações governantes, sujeitas às condições iniciais e de contorno, foram resolvidas numericamente pelo método dos volumes finitos. O esquema upwind foi usado para o ar e o esquema de diferenças centrais foi usado para matriz sólida. Os resultados foram apresentados em termos de perfis de temperatura e razão de umidade e comparados com outros modelos existentes na literatura. Na validação numérica, os resultados através do modelo com resistência (GSSR) foram fisicamente consistentes e se ajustaram melhor aos dados de referência do que o modelo sem resistência (GSR) com erro relativo máximo de 3% e 4%, respectivamente. Na validação experimental, os dados reais do rotor dessecante disponíveis na literatura resultaram em erro relativo máximo de 3% e 5%, respectivamente, para modelos com e sem difusão em massa. Portanto, pode-se concluir que os resultados obtidos com os modelos (GSR) e (GSSR) são semelhantes e podem representar o comportamento do rotor dessecante. Também foi analisado o efeito da isoterma de adsorção no desempenho do rotor dessecante. Testando as equações do tipo

Geral, Langmuir, Freundlich e Pesaran, observou-se que a isoterma do tipo geral teve o melhor ajuste aos resultados numéricos, em termos de temperatura e de razão de umidade do ar de saída e que a isoterma de Pesaran se ajustou melhor em relação aos dados experimentais. Portanto, a isoterma de sorção interferiu na condição de saída do rotor dessecante e pode influenciar significativamente na efetividade do equipamento para desumidificação do ar, dificultando a obtenção do conforto térmico desejado no sistema de ar condicionado dessecante.

Posteriormente, o evaporador e condensador do tipo tubo aletado foram simulados com a utilização do programa EVAP-COND versão 4.0, para prever os resultados de temperatura do ar de saída, com o intuito de adequar a simulação desses equipamentos ao sistema de condicionamento de ar híbrido-dessecante. Para isso, o evaporador e o condensador tipo tubo aletado foram validados numericamente e experimentalmente com trabalhos existentes na literatura.

A seguir, foi realizada uma validação de um evaporador de um condicionador de ar do tipo janela procedendo a comparação com os resultados simulados (utilizando o *software* EVAP-COND, versão 2.1) e experimentais obtidos Copetti *et al.* (2006), com duas vazões diferentes: 13,4 m³/min e 19,08 m³/min. Tanto para a vazão de 13,4 m³/min quanto para a vazão de 19,08 m³/min, a maior discrepância, em relação ao ar, ocorreu entre os resultados do presente trabalho e os resultados obtidos por Copetti *et al.* (2006), por ocasião da validação experimental, com erro de 3%.

Em seguida, foi realizada uma segunda validação, utilizando-se os resultados simulados obtidos por Avanço *et al.* (2010), que comparou com dados experimentais de Chwalowski *et al.* (1999), fazendo uso o código computacional EVSIM, com as correlações de Gungor-Winterton e de Liu-Winterton. Todos os métodos apresentaram boa concordância quando comparados com os resultados experimentais, porém o menor erro relativo, para uma determinada vazão, foi observado com a simulação do presente trabalho (0,1%).

Na sequência foram realizadas variações de parâmetros do evaporador: variação da velocidade do ar de entrada em função da temperatura do ar de saída e da capacidade de refrigeração; temperatura do ar de entrada em função temperatura do ar de saída e da capacidade de refrigeração, e por fim, a variação da umidade relativa do ar de entrada em função da temperatura do ar de saída e da capacidade de refrigeração. Os resultados das

variações de parâmetros do evaporador quando comparados com os resultados simulados por Avanço (2010) foram muito similares e as pequenas discrepâncias ocorridas devem-se ao fato do presente trabalho ter utilizado a versão mais recente do *software* EVAP-COND, possibilitando a realização de ajustes ou de correções dos coeficientes de transferência de calor e perda de carga, portanto mais próximo da realidade.

Também foram realizadas comparações com resultados experimentais e numéricos, para um evaporador e para um condensador, obtidos por Devotta *et al.* (2005). Comparando os resultados do presente trabalho com os três testes realizados por Devotta *et al.* (2005), Teste Doméstico (DT), Teste de Exportação A (ETA) e Teste de Exportação B (ETB), os erros relativos foram, respectivamente, 0,8% e 1,6% para o DT; 0,8 e 0,8% para o ETA; e 0,6% e 0% para o ETB (Evaporador) e 0% e 0,2% para o DT, 1,7% e 1,6% para o ETA e 6,7% e 2,2% para o ETB (Condensador).

Posteriormente, foram realizadas, para o condensador, as mesmas variações de parâmetros já utilizadas para o evaporador e todos os resultados obtidos estavam de acordo com os princípios termodinâmicos. Embora o *software* EVSIM possa ser utilizado também com boa precisão de resultados, é inegável que as facilidades, funcionalidades, adequação às necessidades e a melhor precisão do EVAP-COND tornam-no mais vantajoso.

Na análise do sistema de condicionamento de ar dessecante o código computacional foi validado com os trabalhos Ruivo *et al.* (2004) e de Medeiros (2007) apresentando comportamento e resultados semelhantes. O erro relativo do COP, deste trabalho, foi da ordem de 10% quando comparado com o COP obtido por Ruivo *et al.* (2004) e da ordem de 4% quando comparado com o COP obtido por Medeiros (2007).

Visando um melhor entendimento da resposta dinâmica de cada componente do sistema dessecante com dois rotores, foram plotadas curvas que fornecem a temperatura e também a razão de umidade em função do tempo de um sistema com as mesmas características construtivas impostas para um sistema de condicionamento de ar dessecante com dois rotores. Também foi realizada uma atualização, de forma implícita, através de uma linearização dos coeficientes da equação evolutiva da temperatura e da razão de umidade, alterando os resultados, tanto nas saídas do rotor dessecante quanto nas saídas do rotor regenerativo o que representa uma ótima contribuição da pesquisa e trouxe uma

melhor resposta dinâmica dos componentes do sistema, mostrando perfis mais próximos da situação real.

Também foram realizadas, para os sistemas puramente dessecante e para o sistema de compressão de vapor, simulações reproduzindo as condições utilizadas por Devotta *et al.* (2005). Na sequência, a análise foi extrapolada para um condicionador de janela com capacidade de 20 kW (5.69 TR), sob três condições de operações: pouco úmido (10 g/kg), úmido (13,8 g/kg) e muito úmido (20 g/kg). A condição úmida (13,8 g/kg) foi obtida experimentalmente por Jin *et al.* (1998) e serviu de parâmetro para comparação entre os três tipos de sistemas empregados nesta tese.

Para esses sistemas, os resultados mostraram que para a condição de clima muito úmido (20 g/kg) e quente (34,5 °C) a temperatura e a umidade relativa de insuflamento, 21,2 °C e 79,7%, respectivamente, não permitem, de acordo com as normas da ABNT (NBR 6401/2008) e da ASHRAE (standard 55/2010), a obtenção da condição de conforto térmico. Para resolver o problema proveniente da carga latente, seria necessário superdimensionar o equipamento do sistema de compressão e também do sistema de compressão de vapor, o que aumentaria o custo de aquisição e também poderia elevar o seu consumo elétrico.

Tanto no sistema puramente dessecante quanto no sistema de compressão de vapor, não apresentaram, de acordo com as normas da ABNT (NBR 6401/2008) e da ASHRAE (standard 55/2010), condição de conforto.

Como alternativa, foram realizados as mesmas variações de clima, acima, para um sistema de condicionamento de ar híbrido e os resultados mostraram que para climas quentes e úmidos, houve uma sensível melhora na redução de temperatura e na remoção da razão de umidade do ar de insuflamento permitindo a obtenção da condição de conforto térmico.

7.2 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Para trabalhos a serem desenvolvidos a partir deste, podem-se sugerir as seguintes linhas de pesquisa:

- Testes experimentais para validação do procedimento numérico do sistema de condicionamento de ar híbrido (dessecante e por compressão de vapor).

- Otimização e caracterização de sistemas de condicionamento de ar híbrido (dessecante e por compressão de vapor).
- Estudo de viabilidade econômica de sistemas de condicionamento de ar híbrido (dessecante e por compressão de vapor) para condições de clima quente e úmido.

REFERÊNCIAS

ALAGIC, S. *et al.*, Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in rotary regenerative air pre-heaters. **Journal of Mechanical Engineering**, v. 51, n.7, p. 411-417, 2005.

ANDO, K. *et al.*, Experimental Study on a Process Design for Adsorption Desiccant Cooling Driven with a Low-Temperature Heat, *Adsorption*, 11 (2005) 631–636.

AL-GHAMDI, A. S., **Analysis of air to air rotary energy wheels**. 2006. 269 f. PhD Dissertation to Russ College of Engineering and Technology, Ohio University. Athens, Ohio, USA.

ANTONELLIS, S.D., JOPPOLO, C.M. and MOLINAROLI, L., Simulation, performance analysis and optimization of desiccant wheels, *Energy and Buildings*, Vol. 42 (2010) 1386-1393.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Fundamentals Handbook**, 1984.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Fundamentals Handbook**, 1995.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE Fundamentals Handbook**, 1997.

AVANÇO, R.; GÓMEZ, L. C.; NAVARRO, H. P.; PERUSSI, R. Modelo numérico de desempenho de evaporadores de tubos aletados. In: CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA, 6., 2010, Campina Grande. **Anais** Campina Grande: ABCM, 2010.

BANKS, P. J. Effect of Fluid Carryover on Regenerator Performance. **Journal of Heat Transfer** (ASME), n. 104, p. 215, 1982.

BESHKANI, A., HOSSEINI, R. Numerical modeling of rigid media evaporative cooler. **Appl. Therm. Eng.** n. 26, p. 636-643, 2006.

BOSNJAKOVIC, (**Technische Thermodynamik**)Theodor Steinkopf, Dresden, 1965.

BOUGLEUX, P. A. F. *et al.* Simulation of a Direct Evaporative Cooler and a Cooling Tower by the Effectiveness—NTU Method. **International Journal of Mechanical Engineering Education**, v. 35, n. 3, p. 207-218, 2007.

BRANDÃO, M. M. **Modelagem numérica de sistemas de refrigeração por compressão de vapor**. 2005. 91p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas - SP.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Balanço Energético Nacional 2014**. EPE 2014. Disponível em: <https://ben.epe.gov.br/downloads/Relatorio_Final_BEN_2014.pdf>. Acesso em: 15 jan. 2016.

BYUN, J.; LEE, J.; CHOI, J. Numerical analysis of evaporation performance in a finned-tube heat exchanger. **International Journal of Refrigeration**, Seoul, v. 30, n. 5, p. 812-820, 2007.

CAMARGO, J.R.; EBINUMA, C.D., Resfriamento evaporativo: poupando a energia e o meio ambiente. **Jornada de Iniciação Científica e de Pós-graduação**, UNESP/FEG, 2001.

CAMARGO, J.R.; EBINUMA, C.D., Resfriamento evaporativo:poupando a energia e o meio ambiente. **Jornada de Iniciação Científica e de Pós-graduação**, UNESP/FEG., 2001.

CAMARGO, J. R.; EBINUMA, C. D. A mathematical model for direct and indirect evaporative cooling air conditioning systems. Proceedings of the 9 th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, ENCIT2002, Caxambú, MG, Brazil. 2002.

CAMARGO, J. R., EBINUMA, C. D. e CARDOSO, S. Three methods to evaluate the use of evaporative cooling for human thermal comfort. **Revista de Engenharia Térmica**, Universidade de Fortaleza - UNIFOR, Fortaleza, v.5,n.2, p.09-15, dez. 2006.

CAROSI, G. A. B., Resfriamento evaporativo: estudo do potencial de sua aplicação no Brasil. 2006. 100 f. [Dissertação de mestrado]. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Minas Gerais.

CHAKRABARTI; DAS. Performance investigation of airwasher For different psychometric conditions. **Computational Thermal Sciences**. v. 7, n. 3, p. 217-230, 2015.

CHAKRABARTI; *et al.* A Mathematical Approach in the Formulation of A Direct Evaporative Cooling Device. **International Journal of Engineering Research**. V. 4, n. 2, p. 496-501, 2015.

COX, S. **Cooling a warming planet: A global air conditioning surge**. **Yale Environment** 360, Disponível em: <http://e360.yale.edu/feature/cooling_a_warming_planet_a_global_a_ir_conditioning_surge/2550>. Acesso em: 15 jan. 2016.

CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado**. 6a edição. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2004.

DEWITT, D. P. *et al.* **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 2014, 7ª edição. Livros Técnicos e Científicos Editora. Rio de Janeiro.

DOMANSKI, P.A. (1989). EVSIM, An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, **NIST report**, NISTIR 89-4133.

DOMANSKI, P.A., 1999, "Finned-tube Evaporator Model with a Visual Interface", **International Congress of Refrigeration**, 20th.IIR/IIF.Proceedings.September19-24, 1999, Sydney, Australia, pp1-7.

DOMANSKI, Piotr A. **EVAP-COND**: simulation models for finned tube heat exchangers. Gaithersburg, National Institute of Standards and Technology Building and Fire Research Laboratory, 2003. (colocar o título em negrito)

FOUDA, A.; Z. MELIKYAN, Z., A simplified model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 932-936, 2011.

FREITAS, E.F., **Construção de uma bancada otimizada para estudo de painéis evaporativos e ensaios de painéis de fibras vegetais**, [Projeto de Graduação]. Universidade de Brasília, Brasília, Brasil, 2007.

GE T.S., LI, Y., WANG, R.Z., and DAI, Y.J., A review of the mathematical models for predicting rotary desiccant wheel, *Renewable & sustainable energy review*, 12 (6) (2008) 1485–1528.

GE T.S., LI, Y., WANG, R.Z., and DAI, Y.J., Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14 (2010) 130–147.

GE, T.S., ZIEGLER, F., and WANG, R.Z., A mathematical model for predicting the performance of a compound desiccant wheel (A model of compound desiccant wheel), *Applied Thermal Engineering*, 30 (2010) 1005-1015.

GODSIPOUR, N.; SADRAMELI M., Experimental and sensitivity analysis of rotary air preheater for the flue gas heat recovery, **Applied Thermal Engineering** n. 23, p. 571–580, 2003.

GOMES, **Análise teórico-experimental de torres de resfriamento e lavador de ar**. 1988. 166 f.[Dissertação de Mestrado], Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

HALASZ, B. A general mathematical model of evaporative cooling devices. **Rev. Gen. Therm.**n. 37, p. 245-255, 1998.

HEIDARINEJAD, GH. and BOZORGMEHR, M.. Modeling of Indirect Evaporative Air Coolers. Building and Housing Research Centre, Iran and University of Tarbiat Modares, Iran. In: **2° PALENC Conference and 28th AIVC Conference on Building Low Energy Cooling and Advanced Ventilation Technologies in the 21st Century**, Crete Island, Greece. p. 5, 2007.

HEIDARINEJAD, G., PASDARSHAHRI H., Potential of a desiccant-evaporative cooling system performance in a multi-climate country, **International Journal of Refrigeration** 34, 1251-1261, 2011.

HERMES, C. J. **Uma metodologia para simulação transiente de refrigeradores domésticos**. 2006. 273 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)– Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

ISSAC, M.; VAN VUUREN, D. P. Modeling global residential sector energy demand for heating and air conditioning in the context of climate change. **Energy Policy**, v. 37, n.2, p. 507-521, 2009.

JANI, D. B.; MISHRA M.; SAHOO, P.K. Performance studies of hybrid solid desiccant–vapor compression air-conditioning system for hot and humid climates. **Energy and Buildings**, v. 102, p. 284–292, 2015.

JURINAK, J. J.; MITCHELL, J. W. Effect of matrix properties on the performance of a counterflow rotary dehumidifier. **Journal of heat transfer**, v. 106, n. 3, p. 638-645, 1984.

KANG, H., LEE, G., LEE, D., Explicit analytic solution for heat and mass transfer in a desiccant wheel using a simplified model, *Energy* 93 (2015) 2559-2567

KAYS, W. M., LONDON, A. L. **Compact Heat Exchangers**. Krieger Publishing Company, New York, NY, 3rd edition, 1998.

KLEIN H., KLEIN, S.A. e MITCHELL J.W., 1990, “Analysis of regenerative enthalpy exchangers”, **Int. J. Heat Mass Transfer**, v. 33, n. 4, pp. 735-744.

KLOPPERS, J. C.; KRÖGER, D.G. A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers. "International **Journal of Heat and Mass Transfer**, v.48, p.765-777, 2005a.

KLOPPERS, J. C.; KRÖGER, Cooling Tower Performance Evaluation: Merkel, Poppe, and ϵ -NTU Methods of Analysis. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v.127, p.1-7, 2005b.

KODAMA, A., HIRAYAMA, T., GOTO, M., HIROSE, T., Critoph, R.E., The use of psychrometric charts for the optimisation of a thermal swing desiccant wheel, *Applied Thermal Engineering*, 21 (16)(2001) 1657–1674

KODAMA A., ANDOU, K, OHKURA, M., GOTO, M. e HIROSE, T., 2003, "Process Configurations and Their Performance Estimations of an Adsorptive Desiccant Cooling Cycle for Use in a Damp Climate", *Journal of Chemical Engineering of Japan*, v. 36, n. 7, pp. 819-826

KOSAR, D., et al. Dehumidification Issues of Standard 62- 1989 [ANSI/ASHRAE Standard 62-1989, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality]. **ASHRAE Journal**, p.71-75, 1998.

KULCSAR NETO, F e SIQUEIRA, LFG, 1999, “Padrões Referenciais para Análise de Resultados de Qualidade Microbiológica do Ar em Interiores Visando a Saúde Pública no Brasil”, *Revista da Brasindoor*. v.2 (10), pp. 4-21.

KUPPAN, T., **Heat Exchanger Design Handbook**, Marcel Dekker, Inc., New York, USA, 2000.

KUSUDA, T., Graphical method simplifies determination of aircoil wet heat transfer surface temperature, **American Society of Refrigerating Engineers**, 1956.

LAUAR, T. A. R. **Modelagem matemática de condensadores tubo aletado**. 2011. 98 f. (Dissertação Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Belo Horizonte.

MAJUMDAR, P., Heat and mass transfer composite desiccant pore structures for dehumidification, *Solar Energy* 62 (1998) 1–10

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2ª Edição, Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 2013.

MCNEIL M. A.; LETSCHERT V. E., **Future Air Conditioning Energy Consumption in Developing Countries and what can be done about it: The Potential of Efficiency in the Residential Sector**, 2008. Lawrence Berkeley National Laboratory. Disponível em: <<http://escholarship.org/uc/item/64f9r6wr>>. Acesso em: 15 jan. 2016.

MEDEIROS J. M., **Modelagem e Simulação de Sistemas de Condicionamento de Ar com Rotores Dessecantes**. 2007. 162 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, Paraíba, Brasil.

MIORALLI, P. C. **Transferência de calor em um regenerador rotativo com perda de carga estabelecida nos dutos da matriz**. 2009. 206 f. Tese de Doutorado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica. Campinas, São Paulo, Brasil.

MIORALLI, P. C., GANZAROLLI, M. M., Temperature Distribution in a Rotary Heat Exchanger, *Proceedings of COBEM*, 2005, paper code 0356.

NIZOVITSEV, M.I. *et al.* Analysis of the efficiency of air-to-air heat exchanger with a periodic change in the flow direction. **Applied Thermal Engineering**. v. 93, p. 113–121, 2016.

NOGUEIRA, D. **Análise de soluções por Volumes Finitos para convecção forçada em canais de trocadores de calor**. 2009. 199 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal Fluminense, Niterói, Rio de Janeiro.

PARISE, J. A. R. e CARTWRIGHT, W. C. Local Analysis of Three-Dimensional Air Cooled Condenser Using a Two-Phase Flow Diagram. **The 21st National Heat Transfer Conference**, v. 27, 1983.

PATANKAR, S. V., **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. McGraw-Hill, New York, 1980.

PÉREZ-LOMBARD L.; ORTIZ J.; AND POUT C. A review on buildings energy consumption information. **Energy Build.**, v. 40, n. 3, p. 394–398, 2008.

PESARAN A.A, MILLS A.F. Moisture transport in silica gel bed packed beds—1. Theoretical study. *Int. Journal Heat Mass Transfer* 30 (1987) 1037–1049

PIMENTA, J.M.D; CASTRO, W.P, 2003, Analysis of Different Applications of Evaporative Cooling Systems, Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM, 2003, **Anais**. SãoPaulo,SP.

POROWSKI, M., SZCZECOWIAK, E., Influence of Longitudinal Conduction in the Matrix on Effectiveness of Rotary Heat Regenerator Used in Air-Conditioning, **Heat and Mass Transfer**, v. 43, p. 1185-1200, 2007. RESIDENTIAL ENERGY CONSUMPTION SURVEY (RECS) - **Energy Information Administration**. 2009. Disponível em: <<http://www.eia.gov/consumption/residential/index.cfm>>. Acesso em: 28 dez. 2015.

RADERMACHER, R; AUTE, V.; JIANG, H. COILDESIGNER: a general-purposesimulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers. **Internacional Journal fo Refrigerantion**. v. 29. p. 601-610. 2006

RESIDENTIAL ENERGY CONSUMPTION SURVEY (RECS) - **Energy Information Administration**. 2009. Disponível em: <https://www.eia.gov/consumption/residential/index.php>. Acesso em: 28 dez. 2015.

RUIVO, C. R., 2005, **Modelação Numérica dos Fenômenos de Transferência de Calor e de Massa em Rodas Higroscópicas**, Tese de Doutorado, Universidade de Coimbra, Coimbra, Portugal.

RUIVO, C.R., COSTA, J.J., and FIGUEIREDO, A.R., Analysis of simplifying assumptions for the numerical modeling of the heat and mass transfer in a porous desiccant medium, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 49 (2006) 851-872.

RUIVO, C.R., COSTA, J.J., and FIGUEIREDO, A.R., On the validity of lumped capacitance approaches for the numerical prediction of heat and mass transfer in desiccant airflow systems. *Int J Therm Sci* 47 (2008) 282-292.

RUIVO, C.R., COSTA, J.J., and FIGUEIREDO, A.R., Numerical study of the influence of the atmospheric pressure on the heat and mass transfer rates of desiccant wheels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (2011) 1331-1339.

SANTOS, J.C.; MEDEIROS; J.M; DOS SANTOS, J.C.; GURGEL, J.M.; MARCONDES, F. Analytical solution for the simultaneous heat and mass transfer problem in air washers. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p. 353-361, 2011.

SCHIBUOLA, L. High-efficiency recovery for airconditioning applications in a mild climate: a case study, **Applied Thermal Engineering**, vol. 17, n. 5, p.447- 454, 1997.

SHAH, N.; PHADKE, A.; WAIDE. P. Cooling the planet: Opportunities for Deployment of Super-efficient Room Air Conditioners. Super-efficient Equipment and Appliance Deployment. Environmental Energy Technologies Division. **International Energy Studies Group, Lawrence Berkeley National Laboratory**. 2013. Disponível em: <http://www.clasponline.org/Resources/Resources/StandardsLabelingResourceLibrary/2013/~media/Files/SLDocuments/2013/SEAD-Room-AC-Report/2013Apr_SEAD%20Room%20AC%20Report%20Executive%20Summary.pdf>. Acesso em: 07 jan. 2016.

SHAH, R. K., SEKULIC, D. P., 2003, **Fundamentals of heat exchangers design**, John Wiley e Sons, USA.

SHANG, W., BESANT, R. W., Impacts of Manufacturing Tolerances on the Effectiveness-NTU Method for Regenerative Exchanger Design, **ASHRAE Transactions**, v. 112, p. 111-121, 2006.

SHEER, T. J., KLERK, G. B., JAWUREK, H. H., A Versatile Computer Simulation Model for Rotary Regenerative Heat Exchangers, **Heat Transfer Engineering**, v. 27, n. 5, p. 68-79, 2006.

SHEN, C. M., WOREK, W. M. The effect of wall conduction on the performance of regenerative heat exchangers. **Energy**, v. 17, n. 12, p. 1199–1213, 1992.

SILVA, M.G. **Estudo Experimental de um Sistema de Condicionamento de Ar com Rotores Dessecantes**. Tese (Doutorado) - Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa-PB. 2010. 156 f.

SILVA, A.C.S.B. **Simulação de Resfriamento Evaporativo por Microaspersão D'água**. 2004. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil. 2004. 215 f.

SIMONSON, C. J., **Heat and moisture transfer in energy wheels**, Ph.D. thesis. University of Saskatchewan, Canada, 1998.

SKIEPKO, T., SHAH, R. K., A Comparison of Rotary Regenerator Theory and Experimental Results for an Air Preheater for a Thermal Power Plant, **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 28, n. 2-3, p. 257-264, 2004.

SOUZA, F. A. S., Simulação de Forçadores de Ar pelo Método Tubo-por-Tubo, 1996, 150f. (Dissertação de Mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil. Página 118 – cap 5

SPHAIER, L. A., WOREK, W. M., Analysis of Heat and Mass Transfer in Porous Sorbents used in Rotary Regenerators, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 47, p. 3415-3430, 2004.

SPHAIER, L. A., WOREK, W. M., The effect of axial diffusion in desiccant and enthalpy wheels. *Int J Heat Mass Transf* 49(2006) 1412-1419.

SPHAIER, L. A., WOREK, W. M., Comparisons between 2-D and 1-D formulations of heat and mass transfer in rotary regenerators, *Numerical Heat Transfer, Part B* 49 (2006) 223–237.

STORCH, R. B., Simulador de Evaporadores DX Contracorrente, 2003, 77 f. (Dissertação de Mestrado), Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil.

THRELKELD, J.W., KUEHN, T.H. E RAMSEY, J.W., 1998, Thermal Environmental Engineering, 3 ed., Minnesota: Prentice-Hall Inc NIST Interagency/Internal Report (NISTIR) - 89-4133. Disponível em: <<https://www.nist.gov/publications/evsim-evaporator-simulation-model-accounting-refrigerant-and-one-dimensional-air>> Acesso em: 10 de Agosto de 2017.

UÇKAN I., et al. Experimental investigation of a novel configuration of desiccant based evaporative air conditioning system. **Energy Conversion and Management**, v. 65, p. 606–615, 2013.

YADAV, Y.K. and KAUSHIK, S.C., Psychometric technoeconomic assessment and ace conditioning systems, *Heat Recovery Systems and CHP*. 11 (6) (1991) 563-572 parametric studies of vapor-compression and solid/**liquid desiccant hybrid solar**.

WU, Z., MELNIK, R. V. N., BORUP, F., Model-Based Analysis and Simulation of Regenerative Heat Wheel, **Energy and Buildings**, v. 38, pp. 502-514, 2006.

ZHANG, L.Z. and NIU, J.L., Performance comparisons of desiccant wheels for air dehumidification and enthalpy recovery, *Applied Thermal Engineering*. 22 (2002) 1347–1367.

ZHANG, X.J., DAÍ, Y.J., and WANG, R.Z., A simulation study of heat and mass transfer in a honeycombed rotary desiccant dehumidifier, *Applied Thermal Engineering*, 23 (2003) 989–1003.

ZHENG, W. and WOREK, W.M., Numerical simulation of combined heat and mass transfer processes in a rotary dehumidifier, *Numerical Heat Transfer, Part A* 23 (1993) 211–232.

ZHENG, X., GE, T.S., WANG, R.Z., Recent progress on desiccant materials for solid desiccant cooling systems, *Energy*, 74 (2014) 280-294