

GILMAR DE ASSIS BORGES CAROSI

**RESFRIAMENTO EVAPORATIVO : ESTUDO DO
POTENCIAL DE SUA APLICAÇÃO NO BRASIL**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2006

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

GILMAR DE ASSIS BORGES CAROSI

**RESFRIAMENTO EVAPORATIVO : ESTUDO DO POTENCIAL DE SUA
APLICAÇÃO NO BRASIL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Transferência de Calor e Mecânica dos Flúidos.

Orientador: Prof. Dr. Oscar Saul Hernandez Mendoza

UBERLÂNDIA - MG

2006

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborado pelo Sistema de Bibliotecas da UFU / Setor de Catalogação e Classificação

C293r Carossi, Gilmar de Assis Borges, 1957-
Resfriamento evaporativo : estudo do potencial de sua aplicação no Brasil / Gilmar de Assis Borges Carossi. - Uberlândia, 2006.
110f. : il.
Orientador: Oscar Saul Hernandez Mendoza.
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.
1. Resfriador evaporativo - Teses. 2. Resfriamento adiabático - Teses. 3. Conforto térmico - Teses. 4. Modelagem de fluido - Teses. 5. Simulação e modelagem - Teses. 6. Brasil - Clima - Teses. 7. Termodinâmica atmosférica - Teses. I. Hernandez Mendoza, Oscar Saul. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU 621.93(043.3)

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal de Uberlândia e à Coordenação da Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, em nome de todos os professores e funcionários que direta e indiretamente contribuíram para a realização desta dissertação de mestrado.

Aos meus amigos do LEST : Ângelo Tumialan Borja, Cláudia Maria Tomás Melo, Dóris Amélio Julio Jurado, Francisco Ernesto Moreno Garcia, Gleyzer Martins, José Antônio Tumialan Borja e Paulo José Hernandez, pela colaboração dedicada e despretenciosa que ofereceram à esta dissertação.

Aos meus amigos Éder, Luiz Carlos, Ildeu, Aldemi, André, Edmundo, Paulo Rosa, Evandro, pelo apoio motivacional e pelo companherismo várias vezes manifestados antes e ao longo da duração desta pós-graduação.

Aos meus amigos Profs. Ricardo Fortes de Miranda, Elias Bitencourt Teodoro, Tiong Hiap Ong, pelas horas de descontração, aprendizado, atualização cultural e alegria nas várias oportunidades de convivência nos “happy hours”.

À Quelianne Cristina Martins pela compreensão, apoio, tolerância e muita dedicação à nossa convivência neste período.

À VIVA Equipamentos Ltda pela doação do sistema evaporativo EB-50.

E finalmente, expresso o mais sincero agradecimento ao Prof. Oscar Saul Hernandez Mendoza, pela orientação, compreensão, paciência, conhecimento transmitido e amizade dispensados à minha pessoa. Muito obrigado.

CAROSI, G. A. B.. **Resfriamento Evaporativo : Estudo do Potencial de sua Aplicação no Brasil**. 2005. 100 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Resumo

O objetivo deste trabalho é a validação de um método matemático que será utilizado para o mapeamento das regiões brasileiras com potencialidade de utilizar sistemas de resfriamento evaporativo no condicionamento de ambientes. O resfriador evaporativo ensaiado apresenta capacidade para condicionamento de um ambiente de até 50 m². São sobrepostos mapas climáticos das temperaturas e das umidades relativas do ar no Brasil, possibilitando a caracterização das regiões onde as condições de temperatura e umidade relativa do ar estejam dentro de valores passíveis de utilização de sistemas evaporativos. Os dados climáticos de temperatura e umidade relativa do ar adquiridos nesta sobreposição foram usados como entrada no modelo matemático, que forneceu os dados de saída, que foram analisados e descartadas as regiões cujos valores da temperatura e umidade relativa do ar não se encontram dentro dos parâmetros de conforto térmico. Assim tem-se o mapa climático do Brasil onde o sistema evaporativo tem potencial de ser utilizado, mês a mês e por estado. Conceitos sobre psicrometria e resfriamento evaporativos são abordados neste trabalho. O resultado deste trabalho colabora com as pesquisas sobre o aproveitamento de sistemas evaporativos no Brasil, e informa sobre a capacidade de mercado a ser explorado com esse tipo de condicionador de ambientes.

Palavras Chave : *resfriador evaporativo, resfriamento adiabático, conforto térmico, psicrometria*

CAROSI, G. A. B.. **Evaporative Cooling: Study of the Potential of her Application in Brazil**. 2005. 100 f. M. Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

Abstract

The objective of this work is the validation of a mathematical method that will be used for the map of the Brazilian areas with potentiality of using systems of evaporative cooling in the conditioning of atmospheres. The cooler rehearsed evaporative presents capacity for conditioning of an atmosphere of up to 50 m². Climatic maps of the temperatures are put upon and of the relative humidity of the air in Brazil, making possible the characterization of the areas where the temperature conditions and relative humidity of the air are inside of values susceptible to use of evaporative systems. The climatic data of temperature and relative humidity of the air acquired in this over-position were used as entrance in the mathematical model, that it supplied the exit data, that were analyzed and discarded the areas whose values of the temperature and relative humidity of the air are not inside of the parameters of thermal comfort. Like this the climatic map of Brazil is had where the evaporative system has potential of being used, month to month and for each state. Concepts on psychrometry and evaporative cooling are approached in this work. The results of this work collaborates with the researches on the use of systems evaporative in Brazil, and it informs about the market capacity to be explored with that type of conditioning of atmospheres.

Key Words : *evaporative cooling, adiabatic cooling, thermal comfort, psychrometry*

Sumário

Descrição	página
Capítulo 1 Introdução	
1.1 Objetivo	1
1.2 Justificativa	1
1.3 Carga Térmica	14
1.4 Resfriamento Evaporativo	16
Capítulo 2 Revisão Bibliográfica	26
Capítulo 3 Modelagem do Sistema Evaporativo Direto de Painel	
3.1 Modelagem	31
3.1.1 Efetividade do Painel Evaporativo e Coeficiente de Transferência de Calor	33
3.1.2 Temperatura e Vazão do Ar de Saída. Coeficiente de Transferência de Massa	36
3.1.3 Umidade Absoluta e Umidade Relativa	39
3.1.4 Coeficiente de Desempenho	40
3.1.5 Balanço de Energia e Massa	40
Capítulo 4 Metodologia	
4.1 Bancada de Ensaios	43
4.1.1 Resfriador Evaporativo	46
4.1.2 Reservatório Externo de Água	50
4.1.3 Tubulação de Alimentação e Dreno de Água	51
4.2 Instrumentação e Aquisição de Dados	52
4.2.1 Instrumentos para Leitura Direta	52
4.2.1.1 Termômetro de Coluna de Mercúrio	52
4.2.1.2 Higrômetro	52

4.2.1.3	Termo-Higrômetro	53
4.2.1.4	Anemômetro	54
4.2.1.5	Outros Instrumentos	54
4.2.2	Instrumentos para Leitura Indireta	55
4.2.2.1	Transdutor de Pressão	55
4.2.2.2	Termopar	56
4.2.3	Aquisição de Dados	59
Capítulo 5 Resultados		
5.1	Validade do Modelo	61
5.2	Aplicação do Resfriamento no Brasil	69
Capítulo 6 Conclusões		
6.1	Considerações Preliminares	76
6.2	Considerações Finais	77
6.3	Recomendações	80
Referências Bibliográficas		81
Anexo I	Dados Coletados e Metodologia para Cálculo das Velocidades e Vazões	84
Anexo II	Calibração dos Termopares	86
Anexo III	Modelo Matemático	87
Anexo IV	Gráficos das Temperaturas	90
Anexo V	Gráficos das Umidades Relativas	92
Anexo VI	Gráficos Gerais das Temperaturas e das Umidades Relativas	94
Anexo VII	Mapas Climáticos do Brasil : Temperatura e Umidade Relativa	96
Anexo VIII	Conceitos Fundamentais	100

Lista de Figuras

Descrição	página
Figura 1.1 Mapa climático brasileiro	7
Figura 1.2 Interação térmica entre o conforto humano e o meio ambiente	9
Figura 1.3 Zonas de conforto de Xavier e Givoni	11
Figura 1.4 Conforto térmico humano	12
Figura 1.5 Fluxograma para cálculo da carga térmica pelo método TETD/TA	15
Figura 1.6 Esquema das zonas do filme líquido de uma névoa típica	17
Figura 1.7 Sistema evaporativo direto com painel	18
Figura 1.8 Queda da temperatura de bulbo seco no painel evaporativo	18
Figura 1.9 Sistema evaporativo indireto	19
Figura 1.10 Queda das temperaturas no sistema evaporativo indireto de painel	20
Figura 1.11 Características construtivas dos painéis evaporativos	20
Figura 1.12 Desempenho do painel evaporativo em função de sua espessura	21
Figura 3.1 Esquema e fotografia de um sistema evaporativo direto de painel	32
Figura 3.2 Comportamento da temperatura na transferência de calor	33
Figura 3.3 Comportamento da densidade na transferência de massa	38
Figura 3.4 Painel evaporativo como um volume de controle	41
Figura 4.1 Bancada de ensaios	45
Figura 4.2 Vistas frontal e traseira do resfriador	46
Figura 4.3 Tempo de reação do resfriador	48
Figura 4.4 Painel de comando	48
Figura 4.5 Canal de ar formado pelas laterais da janela	50
Figura 4.6 Reservatório externo de água	50
Figura 4.7 Rede de dreno	51

Figura 4.8	Higrômetro	53
Figura 4.9	Termo-Higrômetro	53
Figura 4.10	Fonte, voltímetros manual e de bancada	54
Figura 4.11	Curva de calibração do transmissor de pressão	55
Figura 4.12	Transmissor de pressão	56
Figura 4.13	Termopares (constantan e cobre)	56
Figura 4.14	Malha de termopares na entrada do ar no painel do resfriador	58
Figura 4.15	Malha de termopares na saída do ar do resfriador	58
Figura 4.16	Arquitetura do sistema de aquisição de dados	59
Figura 4.17	Placa EXP-32/16 com os termopares instalados	60
Figura 5.1	Erro entre as temperaturas medida e calculada na saída do painel	62
Figura 5.2	Incerteza na medição das temperaturas na saída do ar no painel	63
Figura 5.3	Erro entre as umidades relativas medida e calculada na saída do painel	64
Figura 5.4	Incerteza na medição das umidades relativas na saída do ar no painel	65
Figura 5.5	Comparativo entre as efetividades calculadas do painel em função da vazão	66
Figura 5.6	Comparativo entre os consumos de água pelo painel em função da vazão	67
Figura 5.7	Comparativo entre as temperaturas da água do reservatório em função da vazão	67
Figura 5.8	Comparativo entre os COP's em função da vazão	68
Figura 6.1	Matriz da energia elétrica no Brasil em 2004	78
Figura 6.2	Consumo de energia elétrica por setor	79
Figura 6.3	Consumo de energia elétrica com VACR nos setores comercial e residencial	79

Lista de Tabelas

Descrição	página
Tabela 1.1 Relação entre índice de calor, temperatura e umidade do ar	2
Tabela 1.2 Sensação térmica provocada pela velocidade do vento	3
Tabela 1.3 Sintomas de cansaço térmico associado à temperatura aparente	4
Tabela 1.4 Influência da temperatura aparente na produtividade e na frequência de erros	4
Tabela 1.5 Número de trocas do ar por ambiente	22
Tabela 1.6 Consumo de água x Umidade relativa	23
Tabela 1.7 Redução da temperatura pelo resfriamento evaporativo	25
Tabela 4.1 Cronologia das rotações do ventilador	44
Tabela 4.2 Condições climáticas nos dias dos ensaios	44
Tabela 4.3 Informações técnicas do painel do resfriador	47
Tabela 4.4 Características técnicas do resfriador evaporativo	47
Tabela 4.5 Velocidades e vazões médias de ar em função da rotação do ventilador	54
Tabela 4.6 Características do termopar tipo “T”	57
Tabela 4.7 Canal x Posição na placa EXP-32/16	60
Tabela 5.1 Variação percentual da temperatura da água do reservatório	68
Tabela 5.2 Mapeamento regional da temperatura e da umidade relativa no Brasil	70
Tabela 5.3 Potencial de uso do resfriamento evaporativo em função da temperatura e da umidade relativa na saída do painel	73
Tabela 5.4 Mapeamento Regional do potencial de utilização do resfriamento evaporativo no Brasil	74

Lista de Símbolos

Abreviaturas

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
AVC	Acidente Vascular Cerebral
BSP	British Standard Pipe
CAC	Central de Ar Condicionado
CAD	Computer Aided Design
COP	Coefficiente de Desempenho
CS	Calor Sensível
ECOBRISA	Marca registrada
EBM	Marca registrada
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
HR	Humidity Relative
IC	Índice de Calor
INMET	Instituto de Meteorologia
INPE	Instituto Nacional de Pesquisa Espacial
LEST	Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos
LMTD	Log Mean Temperature Difference
MME	Ministério das Minas e Energia
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
PVC	PoliCloreto de Vinila
RUWCT	Reversibly Used Water Cooling Tower
TA	Time Average
TBS	Temperatura de Bulbo Seco
TBU	Temperatura de Bulbo Úmido
TETD	Total Equivalent Temperature Difference

TPO	Temperatura de Ponto de Orvalho
TRY	Test Reference Year
UFU	Universidade Federal de Uberlândia
UR	Umidade Relativa
UV	Ultra violeta
VAAC	Ventilação, Aquecimento e Ar Condicionado
VACR	Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração
VAV	Volume de Ar Variável

Letras Latinas

\dot{q}	Taxa de transferência de calor	[W]
\dot{m}	Taxa de transferência de massa	[kg/s]
\dot{m}_e	Taxa de transferência de massa de água evaporada	[kg/s]
A	Área	[m ²]
C_p	Calor específico	[J/kg.K]
D	Coefficiente de difusão do vapor de água no ar	[m ² /s]
h	Entalpia	[J/kg]
h_c	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[W/m ² .K]
h_m	Coefficiente de transferência de massa	[m/s]
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
le	Comprimento característico	[m]
m	Massa	[kg]
P	Pressão	[Pa]
p	Pressão parcial	[Pa]
R	Constante universal dos gases	[J/kg.K]
T	Temperatura	[K]
U	Velocidade	[m/s]
UA	Coefficiente global de transferência de calor	[W/K]
V	Volume	[m ³]
w	Umidade Absoluta	[Kg _w /kg _{as}]
W	Potência	[W]

Letras Gregas

ρ	Densidade	[kg/m³]
α	Difusividade térmica	[m²/s]
ϕ	Umidade relativa	[%]
ν	Viscosidade cinemática	[m²/s]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/m.s]

Adimensionais

Nu	Número de Nusselt	[-]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
Sc	Número de Schimidt	[-]
Sh	Número de Sherwood	[-]
ε	Efetividade	[-]

Subscritos

2	Calculado pelo modelo matemático
2m	Medido por instrumento
a	Ar seco
bb	Bomba de água
bs	Bulbo seco
bu	Bulbo úmido
e	Entrada
g	Vapor de água saturado
l	Latente
lv	Latente de vaporização
m	Medido
ml	Média logarítmica
po	Ponto de orvalho
r	Recinto
s	Saturado
sa	Saída
sm	Superfície molhada
ss	Sensível
t	Total
u	Ar úmido
v	Vapor de água
vent	Ventilação
vs	Vapor saturado
w	Água

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 Objetivo

Identificar e avaliar os parâmetros que influenciam o desempenho de um Sistema de Resfriamento Evaporativo no condicionamento de ambientes diversos. Mostrar as regiões do Brasil com potencialidade para a utilização do resfriamento evaporativo direto de painel.

1.2 Justificativa

Os reflexos do excesso de calor e da baixa umidade do ar geram conseqüências na saúde e na produtividade das pessoas (NASA – repórter CR-1205-1), e dessa forma reduzem drasticamente a capacidade do corpo humano de manter a sua temperatura interna em valores normais.

A Temperatura Aparente, chamada de Índice de Calor (IC), é uma referência para verificar-se como a umidade, associada à alta temperatura, reduz a capacidade do corpo de manter sua temperatura interna normal. Exposições ao sol pode aumentar o IC entre 3 e 8°C, enquanto variações na velocidade do vento, normalmente, tem pequeno efeito sobre o IC (Ciocci, 2002).

A sensação de calor que uma pessoa sente está indicada na Tab. 1.1 (Pensilvânia University – Excessive Heat and Worker Safety), em função da temperatura e da umidade relativa do ambiente em que ela se encontra. Nota-se que apesar da maior umidade relativa ser favorável ao sistema respiratório das pessoas, ela aumenta a temperatura aparente do recinto.

Tabela 1.1 – Relação entre índice de calor, temperatura e umidade do ar

U.R (%)	Temperatura do Ar (°C)							
	26	28	30	32	34	36	38	40
30	24,8	27,2	29,7	32,0	34,4	37,2	40,5	44,2
40	25,9	28,1	30,9	33,6	36,7	40,0	44,1	49,3
50	26,4	29,0	32,0	35,2	39,5	44,3	49,7	55,9
60	27,5	30,1	33,3	37,4	42,6	49,3	56,5	63,3
70	28,4	31,3	35,2	40,6	47,5	55,0	63,1	-
Temperatura Aparente (°C) – Índice de Calor								

Embora a influência do vento sobre o IC não tenha a mesma significância que a temperatura e a umidade relativa, a sua ação deve ser considerada.

O estudo da influência da velocidade do vento, combinada com o valor da temperatura do ar, foi iniciado ainda na década de 30, na Antártida, pelo cientista americano Paul Siple (www.inmet.gov.br/clima/sensacaotermica).

Siple fez experiências com recipientes plásticos cilíndricos cheios de água em temperaturas diversas, expostos às diferentes condições de temperaturas do ar e velocidades do vento.

Marcando o tempo em que a água demorava para congelar, ele conseguiu estimar a quantidade de calor dissipada pela ação dos elementos meteorológicos e, com isso, conseguiu estabelecer uma equação relacionando a perda de calor do corpo humano com a pele seca em relação a estes dois elementos: temperatura do ar e velocidade do vento.

Posteriormente, com base na equação de Siple, foi desenvolvida a relação entre a temperatura ambiente, a velocidade do vento e a temperatura da pele seca do ser humano, dando como resultado um novo valor de temperatura, a qual foi denominada de "sensação térmica", que, tecnicamente, é conhecida como Temperatura Equivalente de Windchill.

A sensação térmica representa, portanto, a temperatura que sentimos quando estamos expostos a determinadas condições de temperatura do ar e de velocidade do vento. A sensação térmica é também conhecida como efeito de Windchill (www.inmet.gov.br/clima/sensaçãotermica).

A Tabela 1.2 mostra qual a sensação térmica de acordo com as condições do vento e da temperatura registrada pelos termômetros meteorológicos. Por exemplo: com ventos de 2 m/seg e temperatura de -6°C marcada pelo termômetro, a sensação térmica (a temperatura que "nosso corpo sente") é de -7 (www.inmet.gov.br/clima/sensaçãotermica).

A combinação da elevação da temperatura e da umidade relativa no recinto, provoca fragilidade na saúde das pessoas. A Tab. 1.3 (Pensilvânia University – Excessive Heat and Worker Safety) relaciona o nível da temperatura aparente com os sintomas decorrentes dessa fragilização.

Tabela 1.3 - Sintomas de cansaço térmico associado à temperatura aparente

Temperatura Aparente ($^{\circ}\text{C}$)	Nível de Perigo	Sintomas
27 a 32	Atenção	Possível fadiga em casos de exposição prolongada e atividade física
32 a 41	Muito Cuidado	Possibilidade de câimbras, esgotamento, e insolação para exposições prolongadas e atividades físicas
41 a 54	Perigo	Câimbras, insolação e esgotamentos. Possibilidade de AVC para exposições prolongadas com atividade física
> 54	Extremo Perigo	Insolação e AVC eminente

O aumento da fragilização da saúde diminui a produtividade das pessoas e contribui para que a mesma tenha uma maior frequência de erros nas suas atividades, isto é indicado na Tab. 1.4 (NASA – repórter CR-1205-1).

Tabela 1.4 – Influência da temperatura aparente na produtividade e na frequência de erros

Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	26	28	30	32	34	36	38	40
Produtividade (%)	- 6,5	- 12,5	- 20,0	- 28,5	- 39,0	- 51,0	- 64,5	- 76,5
Freq. De Erros (%)	+ 3,5	+ 12	+ 75	+ 270	+ 550	> + 700	-	-

A importância de manter níveis corretos de umidade em ambientes climatizados é tão grande quanto a preocupação com a temperatura desse ambiente. A baixa umidade do ambiente também afeta as pessoas causando alergias respiratórias, irritações nos olhos e garganta, e mal estar (Revista do Frio – 2001).

Embora gere economia de energia elétrica, melhore a qualidade do ar interior e, no caso de aplicações industriais, aumente a produtividade, o setor de umidificação ainda enfrenta barreiras no Brasil. As indústrias que fazem da umidificação um fator extra de produtividade enxergam a questão de forma inversa, visto que produzir mais gastando menos é uma prática supervalorizada nos momentos de crise.

“Um cliente nosso produzia 500 livros por hora, pretendia quadruplicar esse volume com o uso da umidificação, mas acabou multiplicando sua produção por 10 ao fazer isso” (Marcelo G. de Souza – Basenge – Revista do Frio/2001).

Um sistema de refrigeração evaporativa é a solução para proporcionar temperatura de conforto e umidade ideal em um ambiente, de forma econômica do ponto de vista do consumo de energia, já que, considerando uma mesma carga térmica e uma mesma vazão, o consumo de energia no processo evaporativo é de 6,25 kW.h, enquanto no processo mecânico é de 22,00 kW.h (www.armac.com.br/artigotecnico).

Um sistema de resfriamento evaporativo reduz em mais de 70% o custo total de operação, em comparação com um sistema de refrigeração mecânica, para produzir o mesmo efeito térmico (ASHRAE Handbook, 1995, capítulo 47).

O custo com energia elétrica na refrigeração é muito grande, estudo realizado na cidade de Phoenix-USA informa que ele corresponde a 15% em restaurantes e mais de 50% em lojas de conveniência. Em valores financeiros, o custo é de US\$11,20/m² para restaurantes self-service e de US\$23,70/m² para lojas de conveniência de médio porte (Energy-Answers for Business, pg1).

Trata-se de um sistema que pode ser utilizado para umidificar e resfriar o ambiente, ou ainda ser integrado ao ar-condicionado tradicional, assumindo funções adicionais. No primeiro caso, pode baixar naturalmente a temperatura para uma faixa entre 24 a 26°C (com variação da temperatura de até 16°C, Tab.2.4), parâmetro de conforto térmico definido pela NBR-601, para localidades cuja temperatura de bulbo úmido é inferior a 24°C. Na segunda aplicação, pode representar um importante parceiro do sistema tradicional de climatização, ao reduzir em até 10%

o consumo de energia elétrica no pico e melhorar a qualidade do ar interior (Reinaldo M. Aguiar – Basenge – Revista do Frio/2001).

O princípio de funcionamento de um sistema de resfriamento evaporativo, também chamado de resfriamento adiabático, baseia-se no resfriamento proporcionado pela evaporação adiabática da água em contato com uma corrente de ar, o ar cede calor para que a água se evapore, reduzindo dessa forma sua temperatura de bulbo seco e aumentando sua umidade, sem ocorrer nenhuma variação de sua entalpia.

Na evaporação de 1,0 kg de água consome-se aproximadamente 2.428 kJ, energia suficiente para resfriar 60 litros de água de 30 para 20°C (Manual Basenge, pg3).

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 massa entre o ar e a água.

A cada dia aumenta o número de sistemas de resfriamento evaporativo instalados no mundo, devido às suas vantagens em relação ao sistema mecânico convencional, apesar de ter certas limitações e seu desempenho necessitar de uma análise mais rigorosa (Mullick, 1999).

Em 2001 já existia mais de 20 milhões de resfriadores evaporativos residenciais instalados no mundo (Revista Sul Ambiental, dez/2001, pg14).

Atualmente os sistemas de resfriamento evaporativo têm encontrado aplicação nos mais diferentes campos da engenharia, tais como: conforto térmico em grandes espaços, umidificação industrial, resfriamento do ar para turbinas a gás, climatização de aviários e estufas, entre outros.

As principais vantagens do sistema de resfriamento evaporativo sobre o sistema tradicional de condicionamento (CAC), são:

- redução no consumo de energia elétrica;
- baixos custos de instalação e de manutenção;
- melhor qualidade do ar interior, pela filtragem do ar a ser insuflado e pela total renovação do ar ambiente;
- não poluente.

A falta de critério na instalação de um sistema de resfriamento evaporativo, o preconceito devido à sua simplicidade de instalação/operação/manutenção, faz com que não tenhamos uma quantidade significativa de sistemas instalados no Brasil.



Figura 1.1 – Mapa climático brasileiro

Na região sul dos Estados Unidos estão instalados aproximadamente 4 milhões desses sistemas, somente em residências, que representa uma economia com energia elétrica de 531

milhões de dólares anuais, e evitam a emissão de três bilhões/ano de quilogramas de dióxido de carbono no meio ambiente na geração de energia elétrica, comparados aos sistemas tradicionais (Juan B. Postigo – Termigo Climatización – Revista Energuia/Espanha).

Esse sistema de resfriamento evaporativo tem potencial de utilização em grande parte de nosso Território, por exemplo nas regiões Nordeste, Centro-Oeste, Sudeste e parte da Norte, em função dos climas quentes mostrados na Fig. 1.1.

Além da aplicação residencial, o sistema de resfriamento evaporativo pode ser usado em praticamente todo tipo de instalação industrial, comercial, agropecuária e pesquisa, sendo altamente recomendado seu uso em ambientes de grandes volumes de ar e abertos ao público (supermercados, igrejas, ginásios, e outros).

Os sistemas de resfriamento evaporativo são ,basicamente, dimensionados pela vazão de ar em MCM (metros cúbicos por minuto), e seu custo médio de instalação para sistemas direto (Fig.1.8) é de 68,90 a 81,20 US\$/MCM, e para sistemas indireto (Fig.1.10) é de 114,80 a 123,60 US\$/MCM (Western Environmental Services Corporation, 2004).

Quanto mais o homem evolui, mais exigente fica com relação a seu conforto e bem estar. O organismo humano pode ser comparado à uma “máquina térmica”, quando realizamos algum trabalho, gera-se calor, que deve ser proporcionalmente dissipado para o ambiente, para que se possa manter constante a sua temperatura interna. É exatamente o desequilíbrio entre a geração e a dissipação do calor pelo organismo, o causador das sensações de desconforto.

O conforto humano está diretamente relacionado com os confortos acústico, antropométrico, olfativo, tátil, térmico e visual, sendo que neste trabalho a principal preocupação é o conforto térmico.

Ilustrativamente, é mostrado na Fig. 1.2 a interação térmica entre o corpo humano e o ambiente (autor desconhecido).

Simbolicamente, pode-se representar o conforto humano através da equação abaixo:

$$\mathbf{M = E + R + C + B + S}$$

M é o metabolismo [W];

E é a perda pela evaporação [W];

R é a transferência de calor por radiação [W];

C é a transferência de calor por convecção [W];

B é a perda de calor pela respiração [W];

S é a taxa de variação de energia armazenada no corpo [W].

O embasamento dos estudos de conforto térmico está no balanço térmico verificado entre o homem e o ambiente a seu redor, e teve grande impulso nos estudos realizados em câmaras climatizadas, principalmente os de Fanger (1970), na Dinamarca, cujos modelos propostos são utilizados até hoje e encontra-se normalizado através da ISO-7730 (International Organization for Standardization, 1997).

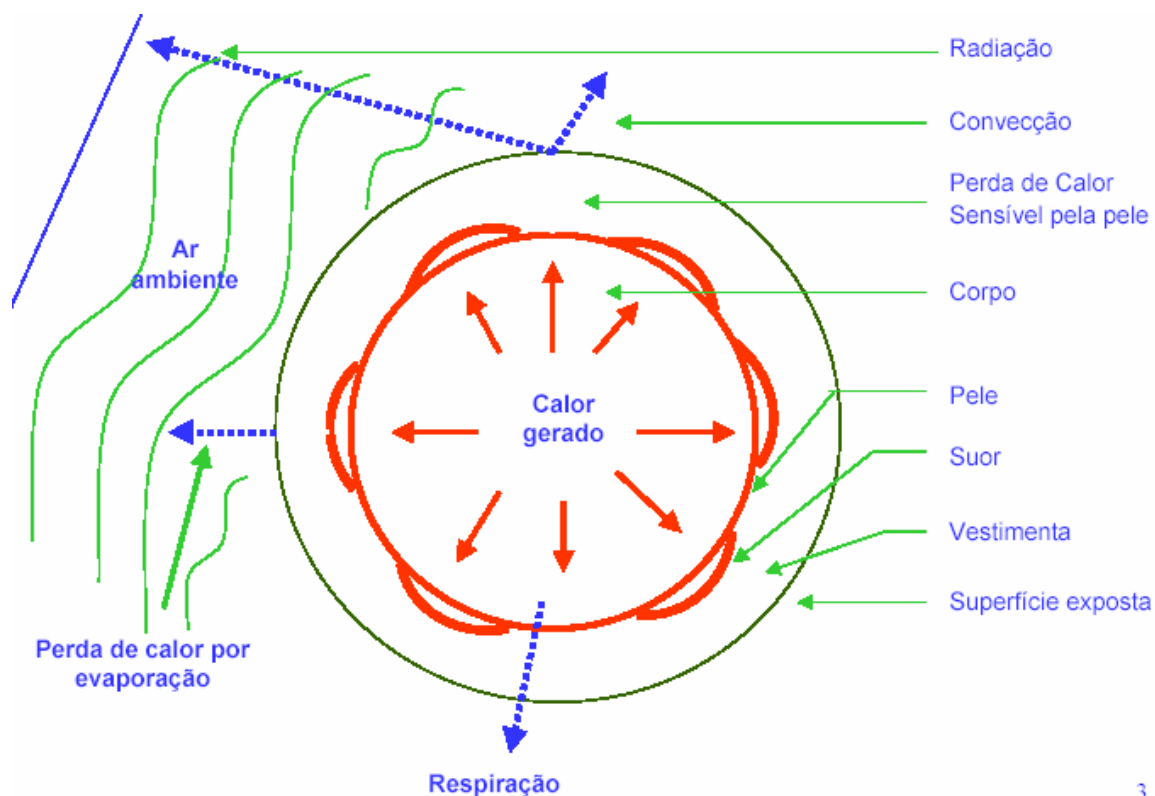


Figura 1.2 – Interação térmica entre o conforto humano e o meio ambiente

Com o avanço das pesquisas muitos estudos foram realizados, não mais em câmaras climatizadas, mas sim em situações reais do cotidiano, mais notadamente os estudos realizados por Humphreys (1976), Nicol (1993), entre outros.

Tanto os estudos em câmaras climatizadas como àqueles em situações reais buscam o mesmo objetivo : condições que melhor satisfaça o homem com relação às suas sensações térmicas.

Sabe-se que duas edificações com as mesmas características construtivas, erguidas em dois locais com climas diferentes, como por exemplo Curitiba e Belém, que em agosto as temperaturas médias extraídas do ano climático de referência (TRY), (Goulart et al, 1997), são da ordem de 13,8°C e 26,5°C com amplitudes médias de 12,0°C e 9,4°C, respectivamente, forneçam sensações térmicas totalmente diferenciadas em seus habitantes.

Fanger (1970) define conforto térmico como sendo “uma condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico”, definição clássica utilizada inclusive pela ASHRAE (1992). Contrapondo à definição de Fanger, Rohles (1980) adverte que na maioria dos estudos de conforto térmico analisa-se ao mesmo tempo a temperatura do corpo, “condição do corpo”, e as sensações relatadas pelas pessoas, “condições da mente”. Com esse argumento, o autor afirma que os estudos convencionais não levam em conta apenas a condição da mente, mas principalmente, a condição do corpo.

O conforto térmico pode ser visto e analisado sob dois aspectos : do ponto de vista ambiental e, do ponto de vista pessoal.

O ponto de vista ambiental propõe a determinação do estado térmico para um ambiente em particular, com relação às suas variáveis físicas, de tal forma que um menor número de pessoas fiquem insatisfeitas com o mesmo.

O ponto de vista pessoal propõe a determinação do estado térmico para um ambiente em particular, de tal forma que a pessoa se sinta em estado confortável com relação à sua sensação térmica.

Nicol (1993), afirmou que a importância do conforto térmico pode ser sustentada sobre três pilares fundamentais, quais sejam : satisfação, economia de energia elétrica e estabelecimento de padrões.

A Figura 1.3 mostra uma visualização comparativa entre a zona de conforto para estudantes do IIº Grau de Florianópolis proposta por Xavier (1999) e a zona de conforto proposta por Givoni (1992) para países em desenvolvimento, adotada no Brasil, (Goulart *et al* 1997).

Ao se comparar a zona de conforto proposta por Xavier (1999) com a zona de conforto proposta por Givoni (1992), observa-se que ao contrário dos estudos de Givoni (1992), o estudo

de Xavier (1999) apresenta-se mais sensível com relação às variações da temperatura do ar ambiente, seu limite inferior da temperatura para conforto foi da ordem de 20°C, enquanto o previsto por Givoni era da ordem de 18°C. Seu limite superior da temperatura ambiente para conforto foi da ordem de 26°C, enquanto o previsto pelo Givoni era da ordem de 29°C.

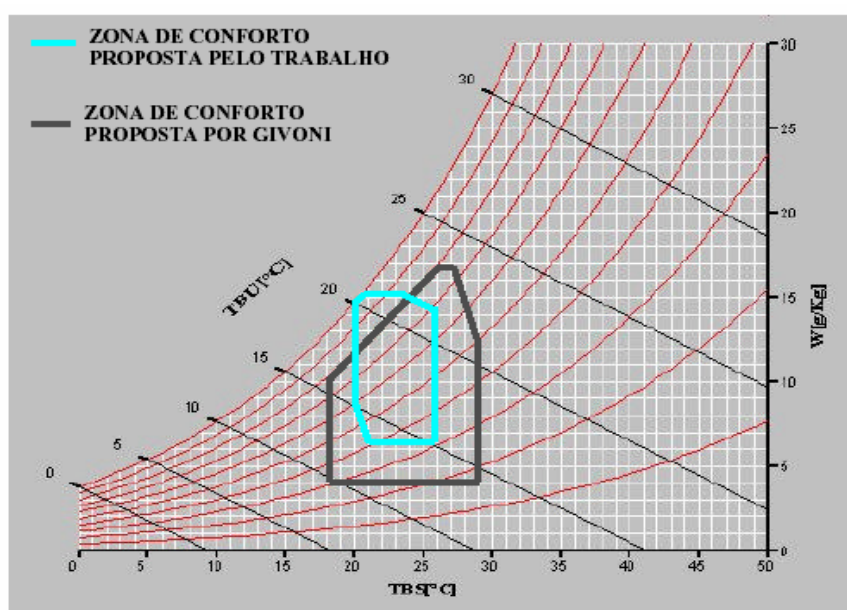


Figura 1.3 – Zonas de conforto de Xavier e Givoni

Essa observação pode ser explicada pelo fato de que quando da proposta de Givoni para a zona de conforto, foi considerado como países em desenvolvimento aqueles onde a maioria das pessoas não estivesse habituada a conviver com sistema de condicionamento de ar, e em situações climáticas mais extremas, estando dessa maneira mais adaptados ao calor e ao frio. Como as temperaturas observadas por Xavier durante o trabalho foram bastante amenas, situação normal de Florianópolis e sul do Brasil, clima temperado, se aproximando das condições ambientais a que estão acostumadas as pessoas dos países desenvolvidos, era natural que os limites de temperatura aceitos como confortáveis pelas pessoas desta região se aproximasse dos limites desejados pelas pessoas dos países desenvolvidos. Pelos estudos de Givoni, os limites mínimo e máximo aceitos como confortáveis para os países desenvolvidos são de 20°C e 27°C, respectivamente.

A maior divergência ocorreu com o limite máximo aceito para a umidade relativa do ar, pois a zona de conforto proposta por Givoni, tanto para países desenvolvidos como em desenvolvimento, prevê esse máximo em torno de 80%, enquanto o estudo de Xavier mostrou que para temperaturas próximas a 20°C o limite aceito pode atingir até 100%, sem que isso acarrete em prejuízo ao conforto térmico das pessoas.

Ou seja, existem várias linhas de pensamento para padronizar o conforto humano, porque além das condições climáticas, o conforto também depende do corpo e da mente das pessoas, e mesmo para situações bastante parecidas, o conforto estabelecido para algumas pessoas pode não representar o conforto de todos envolvidos.

Mesclando as influências da temperatura, da umidade relativa, da velocidade do vento, dos conceitos ambientais e pessoais, a Fig 1.4 sintetiza o conforto térmico.

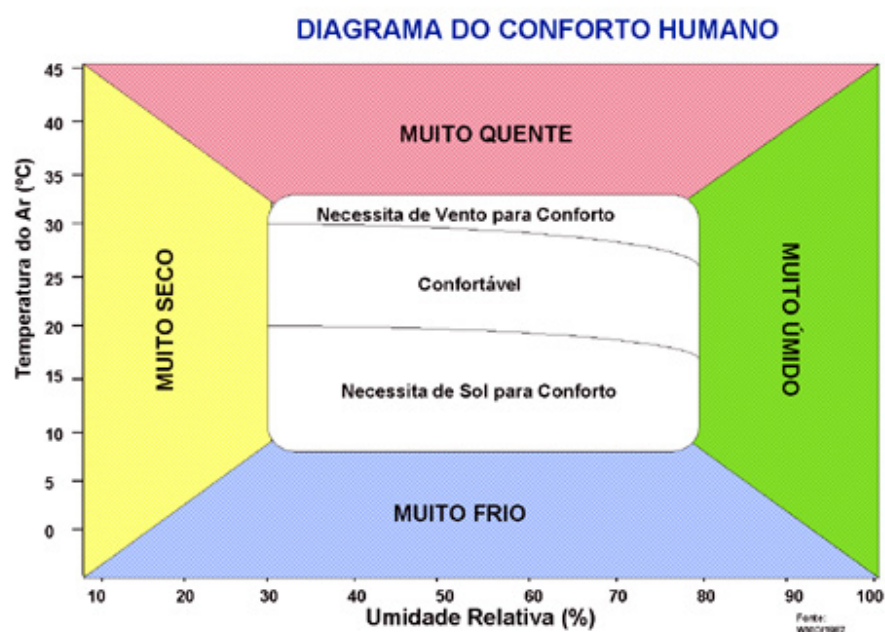


Figura 1.4 – Conforto térmico humano (www.inmet.gov.br/climatologia/confortotermico)

As áreas coloridas da Fig.1.4 indicam as condições climáticas, ou seja, uma temperatura de 5°C e umidade relativa de 20% representa um clima muito seco, já a mesma temperatura de 5°C e umidades relativas de 70% e 95% representam, respectivamente, climas frio e muito úmido. A região naturalmente de conforto térmico é aquela representada no retângulo central,

localizada entre as duas linhas curvas, ainda no retângulo central estão representadas regiões que necessitam ou de ventilação ou de aquecimento para proporcionarem conforto térmico.

A cada dia aumenta o número de sistemas de resfriamento evaporativo instalados no mundo, devido às suas vantagens em relação ao sistema mecânico convencional. Especificamente no caso de geração de energia, estudos prévios têm demonstrado as vantagens do uso de painéis evaporativos para resfriar o ar de alimentação de turbinas a gás (Guimarães 2000, Bassily 2001). O rendimento da turbina depende diretamente da quantidade de ar introduzido na câmara de combustão, a altas temperaturas o ar apresenta baixa densidade e assim a massa de ar fornecida à turbina, se reduz. Com o uso de sistemas evaporativos por painéis de contato, faz-se o resfriamento do ar de entrada, aumentando a potência e eficiência das turbinas a gás. O resfriamento evaporativo do ar de entrada pode aumentar a potência produzida de 2 a 4% ao ano, sendo adequado para climas quentes e secos (De Lucia, 1995 e 1997). Contudo, estudos dessa natureza aplicados à geração em pequena escala, como por exemplo em ciclos de microturbinas a gás, são ainda escassos na literatura.

Sabendo-se que o ar entregue pelo sistema evaporativo é totalmente renovado, resfriado, umidificado, filtrado e limpo, de baixo custo de instalação e de operação, pode-se aplicar o sistema de resfriamento evaporativo em quase todo tipo de ambiente, com uma gama de utilização muito mais abrangente do que o ar condicionado e a ventilação tradicionais.

De pequenos a grandes espaços, de áreas pouco povoadas a grandes adensamentos, de locais com baixa carga térmica a grandes geradores de calor, de áreas de lazer a locais de trabalho, todos podem se beneficiar das vantagens do resfriamento evaporativo.

Como algumas das inúmeras aplicações é possível citar : academias de ginástica, aeroportos, áreas comuns de shoppings, auditórios, aviários, bares, boliches, câmaras de fermentação, cozinhas industriais, criatórios de animais em geral, depósitos, escolas, escritórios, estações de metrô, estufas em geral, feiras e convenções, fundições, galvanoplastia, ginásios de esportes, granjas, igrejas, incubadoras, indústrias têxteis, indústrias de celulose e papel, jardins de inverno, lavanderias, leilões, lojas, mercados e mercearias, oficinas, parque temáticos, restaurantes, refeitórios industriais, salas de máquinas, supermercados, templos, terminais ferroviários e rodoviários, cabine de máquinas e caminhões, telhados industriais, entre outras.

O sistema de resfriamento evaporativo tem potencial para ser instalado, praticamente, em todo território nacional, variando sua eficiência de acordo com a temperatura de bulbo úmido da

região, sendo bastante recomendado para as cidades com essa temperatura situada entre 22 a 29°C, como por exemplo : Brasília, Goiânia, Anápolis, São Paulo, Belo Horizonte, Campinas, Uberlândia, Caxias do Sul, Curitiba, Londrina, João Pessoa, Campo Grande, Cuiabá, Fortaleza, Natal, Recife, Petrolina, Maceió, Salvador, Aracajú, Ponta Porá, Porto Alegre, Santos, Rio de Janeiro, Florianópolis, Joinville, Vitória, São Luiz, Teresina, Santarém, Macapá, Belém e Manaus.

1.3 Carga Térmica

Os sistemas de condicionamento de ar têm por objetivo propiciar condições ideais de temperatura e umidade, seja para conforto humano, seja para aumentar a vida útil dos equipamentos ou para conservação de produtos alimentícios. Para atingir tais condições, equipamentos devem ser dimensionados e controlados adequadamente.

O dimensionamento destes aparelhos deve ser determinado pelo cálculo da carga térmica, e o seu controle definido pelas condições a serem mantidas durante as mudanças nas mesmas.

Na estimativa da carga térmica de um ambiente, deve-se levar em consideração fatores internos e externos, que influenciam nas variações de temperatura e umidade relativa do local estudado.

Propriedades físicas dos materiais que compõem o ambiente, dados geoclimáticos como altitude, localização geográfica e temperatura, são alguns dos fatores externos.

Internamente, fatores como número de ocupantes, tipo de atividade desenvolvida, dissipação térmica de equipamentos, entre outros, também podem modificar tal estimativa.

Como há vários aspectos intrínsecos, o cálculo da carga térmica é dito estimado.

O dimensionamento da carga térmica deve ser criterioso e o local a ser condicionado precisa ser totalmente caracterizado, de forma que equipamentos e materiais não sejam empregados ineficientemente, causando prejuízos financeiros e desconforto ambiental.

Um dos procedimentos utilizados no cálculo da carga térmica é o método TETD/TA (Total Equivalent Temperature Difference/Time Average), o qual foi introduzido em 1967 e modificado em 1972. Tal método é indicado para cálculo de carga térmica horária por computadores, dando ao engenheiro maior possibilidade de crítica e de refinamento.

No método TETD/TA são contabilizados fatores de resposta utilizados em um número representativo de paredes e telhados. Acha-se os valores de temperatura equivalente em função da temperatura solar, a fim de se manter a temperatura do ambiente dentro da faixa desejada.

Vários componentes do ganho de calor são calculados utilizando-se as TETD e os resultados são somados ao ganho de calor por geração interna, para se ter a taxa de ganho de calor total no ambiente. Este ganho é transformado em carga térmica instantânea pelo método da média temporal (TA), considerando-se a conversão da porção radiante de ganho de calor absorvido em carga térmica, de acordo com o tempo de resposta destas superfícies.

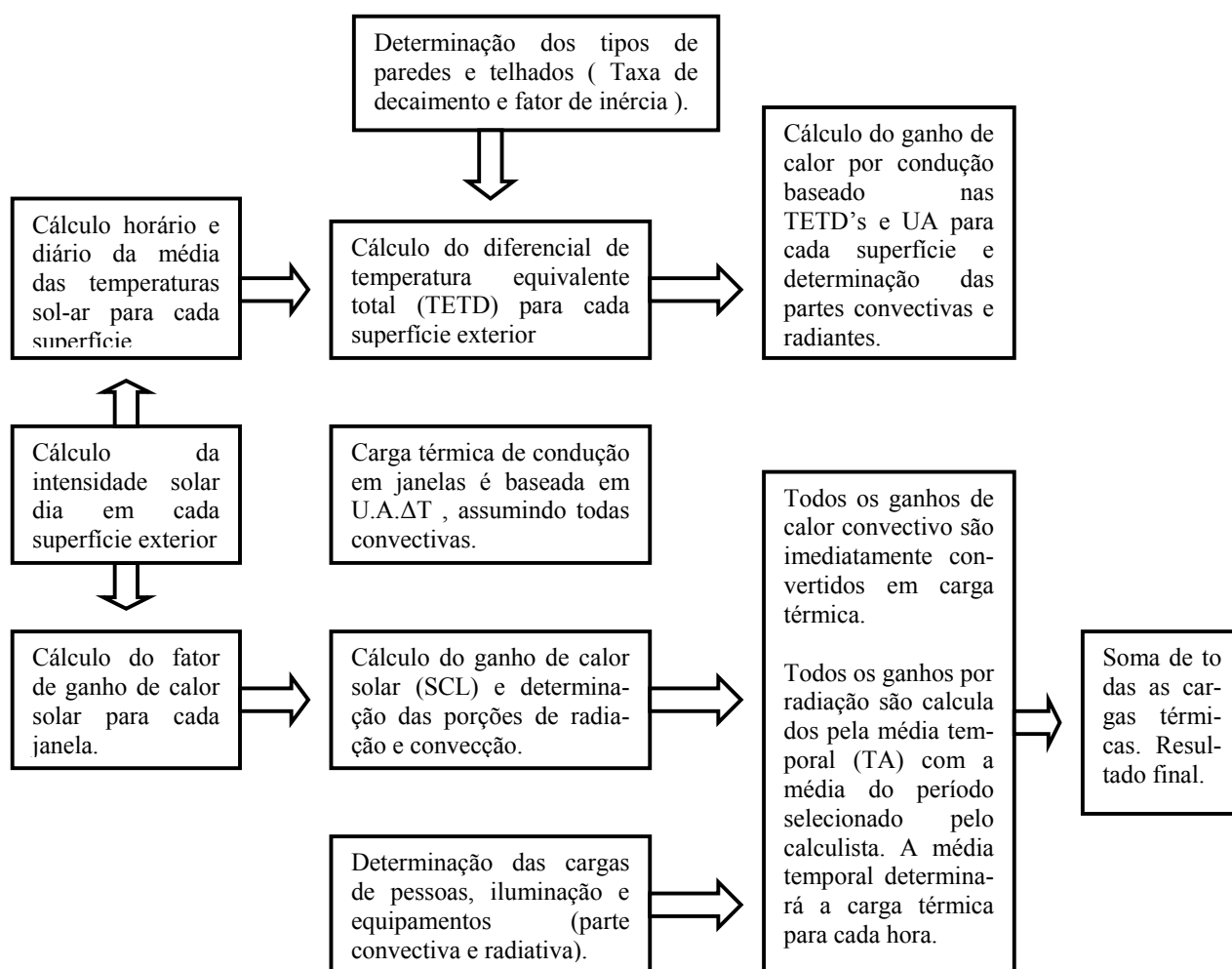


Figura 1.5 – Fluxograma para cálculo da carga térmica pelo método TETD/TA

A Figura 1.5 mostra a seqüência do procedimento de cálculo da carga térmica horária pelo método TETD/TA.

Vários softwares para cálculo da carga térmica são disponibilizados pelos principais fabricantes de equipamentos de condicionamento de ar, entre eles o da Springer Carrier.

1.4 Resfriamento Evaporativo

Na verdade, o homem já utiliza o resfriamento evaporativo há muito tempo. Afrescos do antigo Egito (2500 a.C) mostram escravos abanando jarros de parede porosa com água, para resfriar o conteúdo. Uma fração da água armazenada evapora através da parede do vaso, resfriando o líquido remanescente (Revista do Frio/2001, pg46)

A genialidade de Leonardo da Vinci levou-o a idealizar um resfriador evaporativo em forma de roda d'água (Manual Basenge, pg 1).

Embora nem sempre é percebido, com alguma freqüência sente-se os efeitos do resfriamento evaporativo : quando aproxima-se de uma cachoeira e sente o ar mais fresco, quando sai de uma piscina e tem-se a sensação de frio, quando se lava com água o rosto.

Além de muito simples, o processo do resfriamento evaporativo tem origem na própria natureza e é através dele que o Planeta controla a temperatura sobre sua superfície.

Um dos modelos disponíveis em sistemas evaporativos é o da evaporação por micro aspersão de água em escoamento livre, mostrado na Fig.1.6 (Lamberts et alii, 2002). Esse modelo vem sendo utilizado consideravelmente em praticamente todas as regiões do Brasil, com desempenho satisfatório na obtenção de conforto humano, contrapondo-se com a idéia de que este recurso fosse aplicável apenas em regiões áridas e semi-áridas. Experiências recentes indicam que pode ser uma alternativa interessante mesmo para climas semi-úmidos ou até mesmo úmidos (Roriz, 2000).

Nos sistemas de micro aspersão a atomização da água é feita através de bombas de pistão que, com pressões de 5.516 a 6.895 kPa, forçam a saída da água por bicos aspersores de pequeno diâmetro (0,2 mm), formando uma névoa composta por gotas muito pequenas, com diâmetro de aproximadamente 10 microns (Lamberts, 2002).

Essencialmente, o princípio de atomização necessita de uma alta velocidade relativa entre a água a ser atomizada e o ar ambiente. Quando a água é aspergida em um ambiente não

condensável, ela induz uma troca de quantidade de movimento entre suas gotas e o ar, as gotas desaceleram devido ao arrasto aerodinâmico e o momento cedido pelas gotas é adquirido pelo ar, criando um campo de velocidades no qual o ar é continuamente arrastado para dentro da névoa.

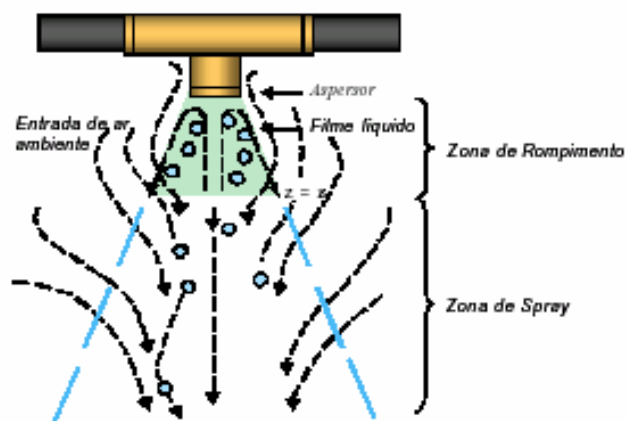


Figura 1.6 – Esquema das zonas do filme líquido de uma névoa típica

Durante este processo, o ar induzido promove uma evaporação mais rápida nas gotas no limite da névoa, causando uma eventual contração da mesma. Cabe salientar que se considera que a névoa é efetivamente formada após o rompimento do filme líquido em gotas estáveis.

O resfriamento evaporativo é um processo natural que diminui a temperatura e aumenta a umidade do ar, devido aos mecanismos simultâneos de transferência de calor e massa entre o ar e a água. Além disso, é energeticamente eficiente e livre de poluição.

Com o aumento da crise de energia e os problemas ecológicos devido aos condicionadores de ar que funcionam com gases halogênicos, a importância do resfriamento evaporativo vem ganhando muita força, apesar de apresentar algumas limitações e seu desempenho necessitar de uma análise mais rigorosa.

Existem dois tipos de resfriamento evaporativo de painel : o direto e o indireto.

Nos resfriadores evaporativos direto mostrado na Fig.1.7, o ar externo é resfriado e umidificado por contato direto com uma superfície porosa molhada (painel evaporativo), ou ainda, através de água pulverizada. Assim, a água é vaporizada dentro da corrente de ar, e calor e massa são transferidos entre os dois fluidos, de forma a reduzir a temperatura de bulbo seco do ar e elevar sua umidade.

Considerando que não há transferência de calor para o ambiente, o processo é adiabático, ou seja, o ar perde certa quantidade de calor sensível mas ganha uma quantia igual de calor latente da evaporação da água.

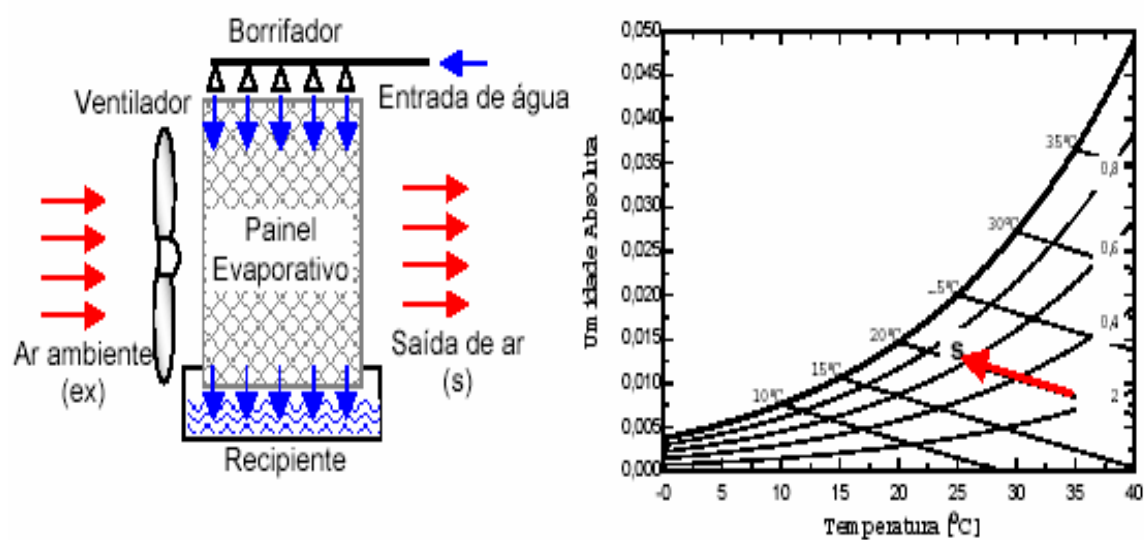


Figura 1.7 – Sistema evaporativo direto com painel

Olhando uma carta psicrométrica verifica-se que é muito pequena a diferença entre uma linha de temperatura de bulbo úmido constante e uma linha de entalpia constante, assume-se que a temperatura de bulbo úmido não se altera ao longo do resfriador evaporativo direto.

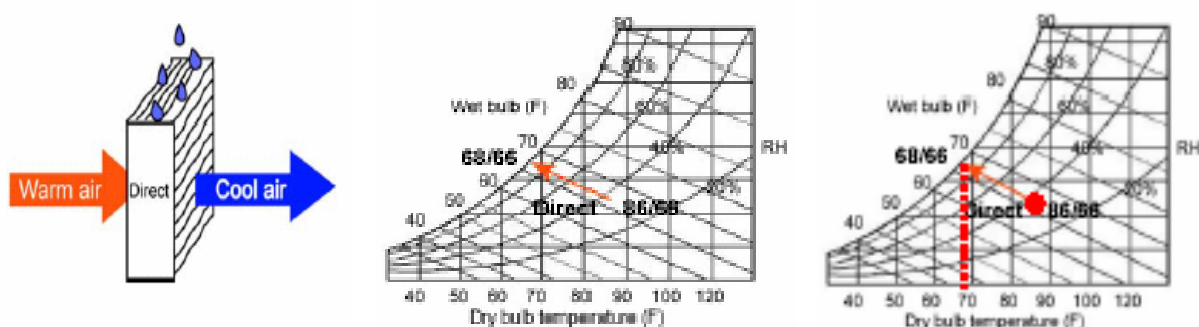


Figura 1.8 – Queda da temperatura de bulbo seco no painel evaporativo

Conhecendo as temperaturas de entrada de bulbo seco ($T_{bse} = 86^{\circ}\text{C}$) e de bulbo úmido ($T_s = 66^{\circ}\text{C}$), em um sistema evaporativo direto com eficiência de 90%, a temperatura de bulbo seco na saída diminui ($T_{bss} = 68^{\circ}\text{C}$), mantendo-se constante a temperatura de bulbo úmido, conforme mostrado na Fig.1.8.

Essa queda da temperatura de bulbo seco nos resfriadores evaporativos de painel pode ser calculada através da equação de efetividade (Eq.3.5).

Nos resfriadores evaporativos indireto o ar primário, relativamente seco, é mantido separado do ar secundário, onde o líquido está evaporando pela presença de um trocador de calor. Nesse caso, o ar que será utilizado para condicionar o ambiente (ar primário) transfere calor para uma corrente de ar secundária ou para um líquido, onde foram resfriados evaporativamente, conforme mostrado na Fig.1.9.

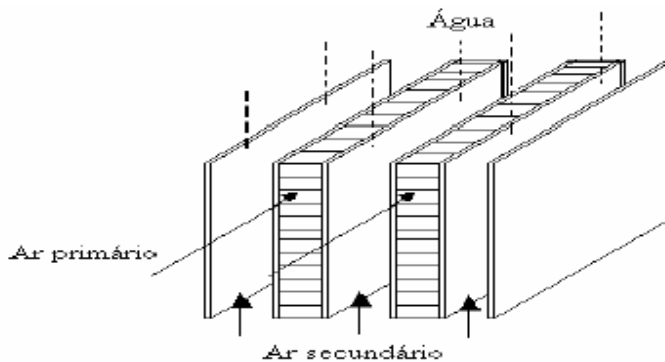


Figura 1.9 – Sistema evaporativo indireto

Esses equipamentos são mais eficientes em regiões de clima seco e temperado.

Neste tipo de resfriador, na primeira troca de calor reduz-se as temperaturas de entrada de bulbo seco ($T_{bse} = 86^{\circ}\text{C}$) e de bulbo úmido ($T_{bu}=T_{se} = 66^{\circ}\text{C}$) para a temperatura de bulbo seco na saída ($T_{bssa} = 72^{\circ}\text{C}$) e a temperatura de bulbo úmido na saída ($T_{bu}=T_{ssa} = 61,4^{\circ}\text{C}$). Considerando uma eficiência de 90% no resfriador evaporativo e os novos valores de “ $T_{bssa}=72^{\circ}\text{C}$ ” e “ $T_{bu}=T_{ssa} = 61,4^{\circ}\text{C}$ ”, a temperatura de bulbo seco na saída passa a ser ($T_{bssa}=62,5^{\circ}\text{C}$), mantendo o valor da temperatura de bulbo úmido, conforme mostrado na Fig.1.10.

As temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido conseguidas na saída do sistema evaporativo indireto, são agora consideradas como as novas temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido de entrada no sistema evaporativo direto.

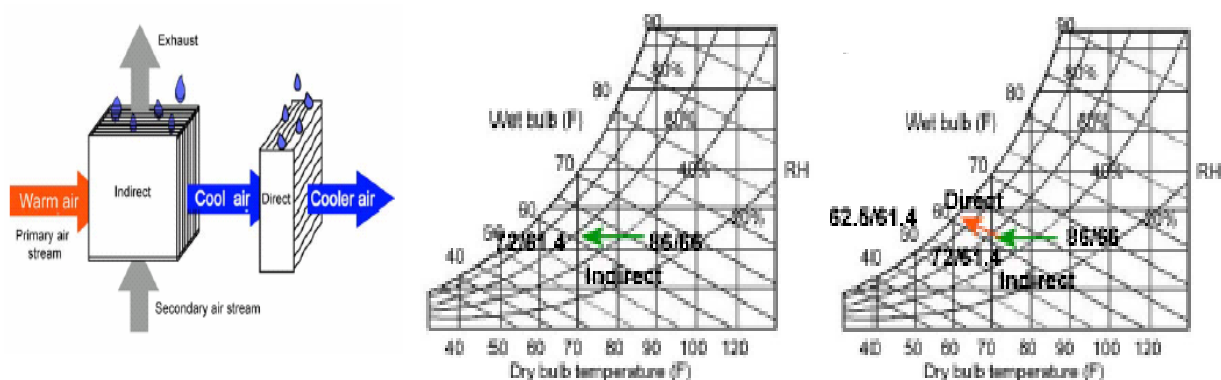
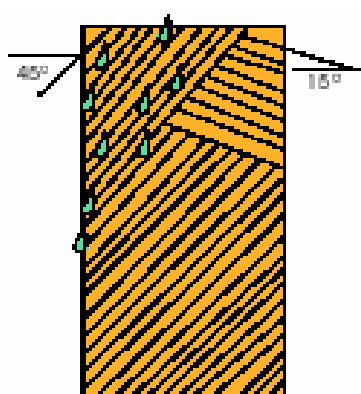
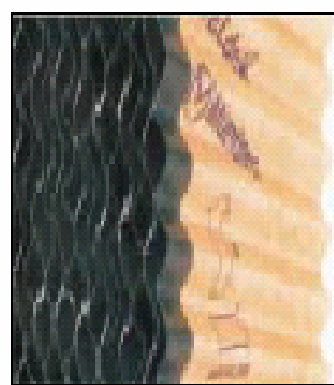


Figura 1.10 – Queda das temperaturas no sistema evaporativo indireto de painel

O painel evaporativo é o meio onde ocorre a troca de calor entre o ar e a parede úmida. O seu material e o seu desenho exclusivos, proporcionam uma área úmida uniforme, aumentando a superfície de troca de calor, não permitindo uma concentração maior de umidade em áreas específicas.



O desenho exclusivo, com ângulos auto-limpantes, distribui a água onde é mais necessário.



A cobertura MI-T-Edg® é uma opção que facilita a manutenção e inibe o crescimento de algas.

Figura 1.11 – Características construtivas dos painéis evaporativos

As características construtivas dos painéis evaporativos são mostradas na Fig.1.11 (Munters/Celdek[®], 2004), e são devido a elas que seu fabricante garante uma umidificação homogênea em toda área do painel, fundamental para um bom desempenho do resfriador. Os painéis são comercializados nas espessuras de 4, 6, 8, 12 e 24”.

A eficiência de resfriamento, em função da espessura da célula evaporativa e da velocidade do ar, bem como a perda de carga existente na célula evaporativa são representadas na Fig.1.12 (Munters/Celdek[®], 2004).

Pode-se observar na Fig.1.12 que a influência da velocidade do ar na eficiência evaporativa da célula diminui quando aumentamos a sua espessura. No entanto a perda de carga é mais influenciada pela velocidade do ar quando aumentamos a espessura do painel.

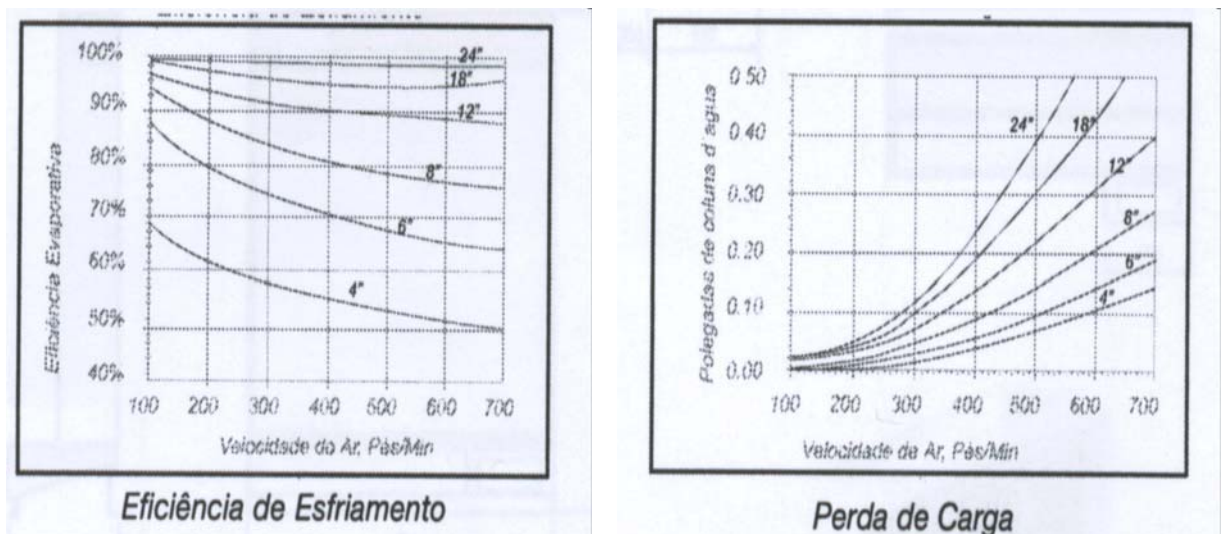


Figura 1.12 – Desempenho do painel evaporativo em função de sua espessura

Para instalarmos um sistema evaporativo temos que observar algumas condições necessárias, é impositivo que se tenha uma renovação total do ar, e o fluxo de ar deverá ser preferencialmente no sentido varredura, com saída para o exterior através de aberturas com relação de 1,30 m² para cada 10.000 m³/h (www.armec.com.br/clientes), visto que o ar após passar pelo resfriador evaporativo tem sua umidade relativa elevada para níveis próximos à saturação.

Ao adentrar no ambiente, o ar se aquece para abater as cargas térmicas existentes, reduzindo sua umidade relativa sem, no entanto, voltar aos níveis originais. Se esse ar circular novamente através do painel evaporativo, a eficiência será menor a cada nova passagem, tendendo a ser nula após poucas passagens, acarretando a situação de temperatura e umidade elevadas, que proporcionará muito desconforto térmico.

Tem-se que otimizar a circulação do ar por todo o ambiente, através da melhor distribuição de portas, janelas e frestas.

A Tabela 1.5 informa a quantidade de trocas de ar necessárias por hora, para algumas das atividades produtivas (Armec, Climatização, pg5).

Devido ao seu baixo custo de aquisição e instalação, pode-se aumentar consideravelmente a capacidade do sistema evaporativo projetado, que mesmo assim seu custo ficará aquém daqueles necessários ao isolamento térmico do ambiente.

Tabela 1.5 – Número de trocas do ar por ambiente

Ambiente	Trocas / h	Ambiente	Trocas / h
Academias de ginástica	35 – 60	Ginásios	15 – 25
Padarias e confeitarias	20 – 60	Lavanderias	30 – 60
Supermercados	30 – 40	Residências	20 – 30
Restaurantes	30 – 40	Lavador de pratos	30 – 60
Igrejas	25 – 35	Lavagem a seco	20 – 40
Discotecas	35 – 40	Fundições	10 – 25
Cozinhas	30 – 40	Manutenção e limpeza	20 – 30
Área fabril	25 – 30	Garagens	20 – 30
Salas de máquinas	25 – 35	Pequenas oficinas	15 – 25
Indústria têxtil	35 – 40	Bibliotecas	20 – 25
Auditórios	25 – 35	Salas de depósito	10 – 20
Cinemas / Teatros	25 – 30	Leiterias	15 – 25
Salas de aula	20 – 30	Corredores	10 – 20
Escritórios	20 – 30	Pinturas e polimentos	20 – 40
Salas de conferência	25 – 35	Salas de solda	25 - 35
Salas de animais	20 – 30		

Uma condição para a instalação de sistemas evaporativos é a preocupação que se deve ter com a qualidade da água de alimentação, e o tratamento da mesma.

A água com altos teores de minerais, principalmente cálcio, deve ser evitada, pois a concentração dos sólidos solúveis tende a aumentar com a evaporação, havendo supersaturação e precipitação dos minerais, que irão formar depósitos na superfície da célula evaporativa. Pode-se evitar essa incrustação promovendo purga contínua no reservatório de água.

É aceitável água com valores de pH entre 6 a 9 (Manual Técnico Basenge, pg4). Como regra geral, é recomendável a utilização de água potável na alimentação dos resfriadores evaporativos.

O percentual de água consumida nos resfriadores evaporativos em relação ao consumo geral de uma residência, variou de 2,5 a 6,8%, conforme estudo realizado pela University of Arizona em 1994 na cidade de Phoenix-USA, onde 43 a 46% das residências mais simples utilizam o resfriamento evaporativo (American Water Works Association – Journal AWWA, vol.90, nº4, April/1998).

A Tabela 1.6 mostra a relação entre a umidade relativa e o consumo de água em resfriadores evaporativos instalados nas residências de Adelaide-AUS, de aproximadamente 140 m², pé direito de 2,4 m e com 30 trocas de ar por hora (www.portablecooling.com).

Tabela 1.6 – Consumo de água x umidade relativa

Umidade Relativa	20%			35%			60%		
Queda da Temperatura °C	13	15	18	10	11	13	5	5,5	6
Consumo de Água l/h	60	70	80	45	50	60	40	40	45

Considerando que o ar é lavado ao passar pela célula evaporativa, as partículas dele removidas podem se fixar nos painéis evaporativos, ou ser transportadas pela água até o reservatório.

Entre estas partículas estão fungos, bactérias, algas, as quais, em meio úmido, podem proliferar. Quando o sistema de resfriamento evaporativo estiver operando, esta proliferação é bastante reduzida devido a aeração da água e a ação do oxigênio como oxidante de microorganismos.

No entanto, quando parado por um considerável tempo, ocorrerá o crescimento de colônias que irá gerar odores desagradáveis na próxima partida do sistema evaporativo. Esse desconforto pode ser evitado se forem observados os seguintes procedimentos:

- Depositar pedras de cloro no reservatório de água;
- Purgar continuamente, regulando o dreno em função da sujidade do ar captado;
- Drenagem e limpeza periódicas do reservatório;
- No desligamento do sistema evaporativo, desligar primeiro a bomba d'água e deixar o ventilador funcionando até secar a célula evaporativa.

A Tabela 1.7 mostra a redução da temperatura ambiente por meio do sistema de resfriamento evaporativo, a partir dos valores conhecidos da temperatura e da umidade relativa externas (Basenge Termodinâmica).

Tabela 1.7 – Redução da temperatura pelo resfriamento evaporativo

TABELA DE REDUÇÃO DE TEMPERATURA POR MEIO DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO															
Temp. Externa	U.R. Externa	Temp. Resultante	Redução Temp.	Temp. Externa	U.R. Externa	Temp. Resultante	Redução Temp.	Temp. Externa	U.R. Externa	Temp. Resultante	Redução Temp.	Temp. Externa	U.R. Externa	Temp. Resultante	Redução Temp.
22°C	20%	12,5	9,5	28°C	20%	17	11	34°C	20%	21	13	40°C	20%	25	15
	25%	13	9		25%	17,5	10,5		25%	22	12		25%	26,5	13,5
	30%	14	8		30%	18,5	9,5		30%	23	11		30%	28	12
	35%	14,5	7,5		35%	19	9		35%	24	10		35%	29	11
	40%	15	7		40%	20	8		40%	25	9		40%	30	10
	45%	15,5	6,5		45%	21	7		45%	26	8		45%	31	9
	50%	16,5	6,5		50%	21,5	6,5		50%	27	7		50%	32	8
	55%	17	5		55%	22,5	5,5		55%	28	6		55%	33	7
	60%	18	4		60%	23	5		60%	28,5	5,5		60%	34	6
	65%	18,5	3,5		65%	24	4		65%	29	5		65%	35	5
70%	19	3	70%	24,5	3,5	70%	30	4	70%	35,5	4,5				
75%	19,5	2,5	75%	25	3	75%	31	3	75%	-	-				
23°C	20%	13	10	29°C	20%	17,5	11,5	35°C	20%	21,5	13,5	41°C	20%	26	15
	25%	14	9		25%	18,5	10,5		25%	22,5	12,5		25%	27,5	13,5
	30%	15	8		30%	19,5	9,5		30%	24	11		30%	28,5	12,5
	35%	15,5	7,5		35%	20	9		35%	25	10		35%	30	11
	40%	16	7		40%	21	8		40%	25,5	9,5		40%	31	10
	45%	16,5	6,5		45%	22	7		45%	27	8		45%	32	9
	50%	17,5	5,5		50%	22,5	6,5		50%	28	7		50%	33	8
	55%	18	5		55%	23,5	5,5		55%	28,5	6,5		55%	34	7
	60%	18,5	4,5		60%	24	5		60%	29,5	5,5		60%	35	6
	65%	19	4		65%	24,5	4,5		65%	30	5		65%	36	5
70%	20	3	70%	25,5	3,5	70%	31	4	70%	-	-				
75%	20,5	2,5	75%	26	3	75%	31,5	3,5	75%	-	-				
24°C	20%	13,5	10,5	30°C	20%	18	12	36°C	20%	22,5	13,5	42°C	20%	28,5	15,5
	25%	14,5	9,5		25%	19	11		25%	23,5	12,5		25%	28	14
	30%	15,5	8,5		30%	20	10		30%	24,5	11,5		30%	29	13
	35%	16	8		35%	21	9		35%	25,5	10,5		35%	30,5	11,5
	40%	17	7		40%	22	8		40%	26,5	9,5		40%	31,5	10,5
	45%	17,5	6,5		45%	22,5	7,5		45%	27,5	8,5		45%	33	9
	50%	18	6		50%	23,5	6,5		50%	28,5	7,5		50%	34	8
	55%	19	5		55%	24	6		55%	29,5	6,5		55%	35	7
	60%	19,5	4,5		60%	25	5		60%	30,5	5,5		60%	36	6
	65%	20	4		65%	25,5	4,5		65%	31	5		65%	-	-
70%	20,5	3,5	70%	26,5	3,5	70%	32	4	70%	-	-				
75%	21	3	75%	27	3	75%	32,5	3,5	75%	-	-				
25°C	20%	14,5	10,5	31°C	20%	19	12	37°C	20%	23	14	43°C	20%	27,5	15,5
	25%	15,5	9,5		25%	20	11		25%	24	13		25%	29	14
	30%	16	9		30%	21	10		30%	25,5	11,5		30%	30	13
	35%	17	8		35%	21,5	9,5		35%	26,5	10,5		35%	31	12
	40%	18	7		40%	22,5	8,5		40%	27,5	9,5		40%	32,5	10,5
	45%	18,5	6,5		45%	23,5	7,5		45%	28,5	8,5		45%	33,5	9,5
	50%	19	6		50%	24,5	6,5		50%	29,5	7,5		50%	34,5	8,5
	55%	20	5		55%	25	6		55%	30	7		55%	35,5	7,5
	60%	20,5	4,5		60%	26	5		60%	31	6		60%	36,5	6,5
	65%	21	4		65%	26,5	4,5		65%	32	5		65%	-	-
70%	21,5	3,5	70%	27	4	70%	33	4	70%	-	-				
75%	22	3	75%	28	3	75%	33,5	3,5	75%	-	-				
26°C	20%	15,5	10,5	32°C	20%	19,5	12,5	38°C	20%	24	14	44°C	20%	28	16
	25%	16	10		25%	20,5	11,5		25%	25	13		25%	29,5	14,5
	30%	17	9		30%	21,5	10,5		30%	26	12		30%	31	13
	35%	18	8		35%	22,5	9,5		35%	27	11		35%	32	12
	40%	19	7		40%	23,5	8,5		40%	28,5	9,5		40%	33,5	10,5
	45%	19,5	6,5		45%	24	8		45%	29,5	8,5		45%	34,5	9,5
	50%	20	6		50%	25	7		50%	30,5	7,5		50%	35,5	8,5
	55%	21	5		55%	26	6		55%	31	7		55%	36,5	7,5
	60%	21,5	4,5		60%	27	5		60%	32	6		60%	-	-
	65%	22	4		65%	27,5	4,5		65%	33	5		65%	-	-
70%	22,5	3,5	70%	28	4	70%	34	4	70%	-	-				
75%	23	3	75%	29	3	75%	34,5	3,5	75%	-	-				
27°C	20%	16	11	33°C	20%	20,5	12,5	39°C	20%	24,5	14,5	45°C	20%	29	16
	25%	17	10		25%	21,5	11,5		25%	26	13		25%	30	15
	30%	17,5	9,5		30%	22,5	10,5		30%	27	12		30%	31,5	13,5
	35%	18,5	8,5		35%	23	10		35%	28	11		35%	33	12
	40%	19	8		40%	24	9		40%	29	10		40%	34	11
	45%	20	7		45%	25	8		45%	30	9		45%	35,5	9,5
	50%	21	6		50%	26	7		50%	31	8		50%	36,5	8,5
	55%	22	5		55%	27	6		55%	32	7		55%	-	-
	60%	22,5	4,5		60%	28	5		60%	33	6		60%	-	-
	65%	23	4		65%	28,5	4,5		65%	34	5		65%	-	-
70%	23,5	3,5	70%	29	4	70%	35	4	70%	-	-				
75%	24	3	75%	30	3	75%	35,5	3,5	75%	-	-				

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A partir do início da década de 90 a conservação de energia, a qualidade do ar de um recinto e cuidados ambientais têm recebido grande atenção do interesse público e privado. O emprego do resfriamento evaporativo incorporado ao sistema de controle de uma edificação, é uma tecnologia que está intimamente relacionada à essas preocupações.

Diante disso, Brown (1991) desenvolveu a aplicação do resfriamento evaporativo no projeto de um laboratório de elevada carga térmica, para economizar energia e melhorar a qualidade do ar no recinto, sem agredir o meio ambiente. Dessa forma foi descrito todo o sistema de VAAC (ventilação, aquecimento e ar condicionado), incluindo o resfriamento evaporativo no projeto, e em seguida comparando-o aos sistemas convencionais.

Constatou-se no caso específico desse projeto, uma redução no consumo anual de energia elétrica de 15,1% para o sistema direto e 38,6% para o sistema indireto, quando comparados com os sistemas tradicionais de refrigeração e ventilação.

Recentemente, Camargo e Ebinuma (2001) apresentaram um estudo com os princípios básicos de funcionamento e considerações técnicas para a utilização do resfriamento evaporativo no condicionamento de ar para conforto térmico, abrangendo as condições de operação dos sistemas de resfriamento evaporativo direto e indireto, de sistemas multi-estágios e de sistemas híbridos, que dão apoio à refrigeração por compressão mecânica.

Apresentaram, ainda, o desempenho dos sistemas direto-indireto para quinze cidades brasileiras, mostrando que o resfriamento evaporativo tem grande potencial para propiciar conforto térmico em locais onde a temperatura de bulbo úmido é baixa.

Mais recentemente, Camargo e Ebinuma (2002) desenvolveram um modelo matemático do resfriamento evaporativo direto e indireto, com base na transferência de calor e massa entre o ar e a água, sob certas hipóteses simplificadoras. Assim, foi possível chegar às relações entre as principais grandezas envolvidas no resfriamento evaporativo, que podem ser usadas na simulação do processo em busca de uma otimização para projeto.

Sumathy e Dai (2002) desenvolveram um estudo teórico sobre resfriadores evaporativos direto de corrente cruzada com painel evaporativo do tipo “colméia de abelha”, mostrando que resfriadores evaporativos diretos usando esse tipo de painel são mais compactos e são eficientes umidificadores em regiões áridas do planeta. Demonstraram a relação entre o comprimento ótimo do canal de ar e a mínima temperatura do ar na saída do mesmo.

Thepa et al (1999) analisaram o efeito do processo de resfriamento evaporativo e ventilação contínua na climatização de uma típica casa para criação de cogumelos. Um modelo numérico descrevendo a climatização da residência foi desenvolvido e validado por similitude a um experimento realizado a partir de uma maquete da casa estudada. Observou-se que a combinação do resfriamento evaporativo com ventilação contínua reduz a temperatura e aumenta a umidade relativa do ar de insuflamento.

Joudi e Mehdi (2000) utilizaram um sistema de resfriamento indireto-direto em uma típica residência iraquiana em Bagdad, sujeita a cargas térmicas variáveis. A aplicação foi feita através de uma sistemática simulação, com comparação entre dois arranjos do sistema de resfriamento indireto-direto. A idéia de Volume de Ar Variável (VAV) foi introduzida como estratégia de controle devido à necessidade de se variar a vazão de ar por meio da velocidade do ventilador, uma vez que a carga térmica sofre variação ao longo do dia. Os resultados obtidos mostraram que o resfriamento evaporativo proporciona conforto térmico na maior parte do período em que o sistema esteve operando. Além disso, observou-se que o coeficiente de performance tende a ser elevado, porque o sistema consome somente energia do ventilador e da bomba de água.

Filho (1997) fez uma análise comparativa dos sistemas de resfriamento evaporativo direto e indireto-direto aplicados ao conforto ambiental do Centro de Ensino Asa Norte, CEAN-DF, objetivando avaliar o mais recomendado para cada caso. O pesquisador mostrou que o processo de resfriamento evaporativo indireto-direto tem um desempenho melhor que o direto, quanto maior for a exigência da temperatura de projeto.

Antônio César S. B. da Silva (2002) desenvolveu um modelo de resfriamento evaporativo com pulverização da água, para aplicação na climatização de ambientes. Apresentou os resultados da análise numérica que envolve os balanços de calor, da massa e da quantidade de movimento, para obter-se propriedades do sistema de evaporação direta. O modelo utilizado é o de partículas discretas em fluxos separados, que dá origem a um sistema de equações diferenciais não homogêneas de primeira ordem, resolvido numericamente com o auxílio de um CAD matemático. As trocas de calor e massa na superfície das gotas são calculadas usando correlações clássicas para a convecção em ar úmido. Na extremidade da névoa d'água, a vazão, a temperatura e a umidade do ar podem ser utilizadas na determinação do conforto térmico do ambiente ou como um sistema de tratamento do ar.

Kunxiong Tan (2002) discorreu sobre a análise numérica na transferência de calor e massa no interior de uma torre de resfriamento reversível (RUWCT-Reversibly Used Water Cooling Tower), aplicada em regiões subtropicais. Trabalhos anteriores incluem o desenvolvimento de um método analítico para avaliar as características da transferência de calor e massa em uma torre reversível usando água resfriada, o qual não deve ser usado para determinar o estado do ar e da água, para qualquer seção horizontal intermediária ao longo da altura da torre. O trabalho apresenta a análise numérica detalhada para determinar estados do ar e da água em qualquer plano horizontal ao longo da altura da torre, dentro de uma RUWCT. A análise numérica foi parcialmente validada usando dados experimentais em uma RUWCT instalada em um hotel no sudeste da China.

João Pimenta e Wagner de Castro (2003) realizaram um trabalho com sistemas evaporativos diretos, focado inicialmente na caracterização do fenômeno físico envolvido e nos aspectos tecnológicos das aplicações em um ciclo de uma microturbina a gás, no condicionamento de um edifício comercial e na microaspersão para climatização de um centro comunitário. Na aplicação da microturbina o interesse estava na avaliação da influência do resfriamento e umidificação do ar sobre a performance da mesma, tendo o sistema evaporativo sido instalado na entrada do compressor da turbina. No caso da climatização do edifício comercial realizou-se simulações para o TRY em Brasília, permitindo levantar parâmetros de projeto e operação, considerando a aplicação do sistema evaporativo. Já no caso do centro comunitário, o foco principal foi a modelagem da componente da carga de resfriamento devido à radiação solar incidente sobre a lona do teto, que apresenta uma geometria bastante peculiar.

Antônio Xavier (1999) discorreu sobre o conforto térmico ambiental, trabalhando com alunos em atividades escolares em Santa Catarina, registrando mais de 1300 dados a respeito de variáveis e sensações pessoais. Esse estudo apresenta uma metodologia de determinação dos parâmetros de conforto térmico, baseada em análises estatísticas, apresentando melhoria de correlação entre as sensações determinadas pelo modelo estatístico e as sensações relatadas pelas pessoas, quando comparadas à metodologias propostas nas Normas. A temperatura externa média mensal também se mostrou, pelo estudo, um bom parâmetro de conforto térmico a ser adotado.

Cleide Silva (2000) trabalhou na análise do desempenho de torres de resfriamento evaporativo através de dados experimentais. Apresentou uma vasta revisão bibliográfica para diferentes modelos de torres de resfriamento, em sua grande maioria baseadas na teoria de Merkel. Discorreu sobre a modelagem na operação das torres e os mecanismos físicos que influenciam o seu desempenho, apresentando passo a passo o balanço de calor e massa, com modificações em relação as equações básicas de Merkel. A torre de resfriamento é apresentada como um trocador de calor clássico, os dados experimentais coletados em uma torre instalada no laboratório da Universidade de Liège são discutidos em detalhes, sendo sugerida uma relação para expressar o coeficiente global de transferência de calor (UA) em função das taxas de fluxos de massas da água e do ar, com objetivo de caracterizar o desempenho da torre de resfriamento evaporativo. Alguns métodos utilizados mostram uma pequena dispersão do UA calculado, um erro de aproximadamente 15% em diferentes condições de operação.

Pimenta e Castro (2004) desenvolveram um modelo matemático da transferência de calor e massa para sistemas de resfriamento evaporativo direto por painéis de contato, obtido através da aplicação de um balanço global de massa e energia em um volume de controle, formado pela corrente de ar úmido e o painel. Analisou-se também a transferência de calor e massa entre o ar e a água utilizando o método da média logarítmica LMTD. Com o estabelecimento de alguns parâmetros térmicos e geométricos do painel e definindo as condições de entrada do ar, foi possível determinar a eficiência do resfriador e compará-la com a do fabricante, obtendo uma boa concordância entre os resultados. O mesmo foi realizado para a verificação da perda de carga no sistema.

Um sistema de resfriamento evaporativo indireto acoplado a um desumidificador dessecante por adsorção em contra-fluxo a um trocador de calor rotativo para condicionamento de ar em climas úmidos foi estudo por Camargo, Godoy e Ebinuna (2005). Foram analisados a

temperatura reativa, a relação entre o fluxo de ar reativo e o fluxo de ar do processo, e as condições termodinâmicas do fluxo de ar de entrada. Foram estudadas as condições para a melhor operação que mantivessem as condições de conforto e o controle da energia usada no processo. Indicou algumas cidades do mundo que poderiam melhor utilizar esse sistema para condicionamento do ar de um ambiente, em substituição ao sistema convencional de condicionamento do ar.

Silva (2004) apresentou um trabalho sobre a influência do clima no projeto de sistemas HVAC, tendo como aparato um sistema evaporativo com uma roda dessecante para condicionamento de um recinto. Foi determinada na carta psicrométrica uma zona de conforto em função da temperatura de equilíbrio de uma parede bem isolada, exposta ao sol e sem a inércia solar, denominada temperatura equivalente, e através de um gráfico são mostrados os períodos de um ano típico, nos quais o sistema evaporativo dessecante terá um melhor desempenho. Uma continuação à este estudo pode mapear as cidades que apresentam melhores condições para a utilização de um sistema evaporativo.

CAPÍTULO III

MODELAGEM DO SISTEMA EVAPORATIVO DIRETO DE PAINEL

3.1 Modelagem

O modelo matemático foi desenvolvido a partir do modelo apresentado por Pimenta e Castro (2004) e escrito no Engineering Equation Solver-EES (www.fChat.com), conforme Anexo III.

Sobre o modelo de Pimenta e Castro (2004) fez-se a inclusão do cálculo do COP, da verificação de validação dos dados referentes à temperatura e umidade relativa, e o cálculo da umidade relativa calculada na saída do painel. Como não era de nosso interesse neste estudo, eliminamos a memória de cálculo relativa à perda de carga.

Este modelo baseia-se na analogia do processo como se o resfriamento adiabático fosse realizado em um trocador de calor e de massa, analisando cada processo separadamente, conforme mostrado a seguir. Será analisado um sistema de resfriamento evaporativo direto com escoamento do ar cruzado no painel.

O sistema consiste principalmente de um painel evaporativo do tipo “colméia”, bomba de água, ventilador e uma tubulação com aspersores de água.

A Figura 3.1 mostra um esquema simplificado do sistema e uma fotografia de um resfriador similar ao nosso.

A água é distribuída no topo do resfriador para formar uma superfície molhada ao longo de todo painel, cuja configuração é mostrada na Fig.3.1.b.

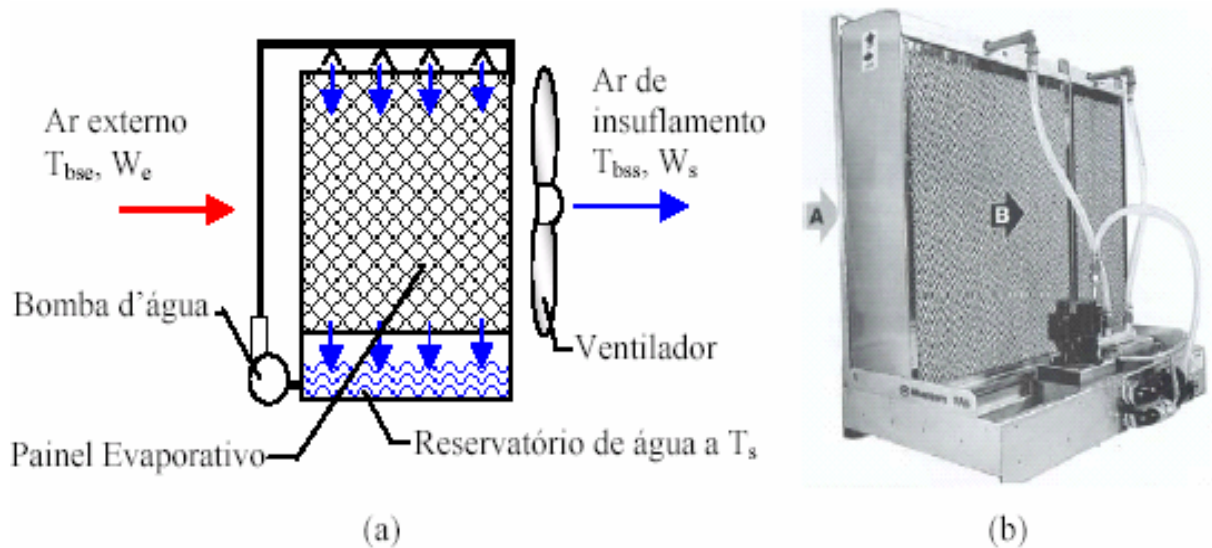


Figura 3.1 – Esquema e fotografia de um sistema evaporativo direto de painel

O painel é poroso, tipo “colméia”, com diferentes ângulos de inclinação e possui uma disposição que garante uma grande área de contato ar-água, conforme mostrado na Fig.1.11, aumentando a troca de calor entre os fluidos.

O resfriador tem um ventilador que gera um fluxo de ar do ambiente externo para o ambiente a ser resfriado, proporcionando uma distribuição homogênea do ar em toda área do painel, evitando a formação de áreas preferenciais, que diminuiria a eficiência do sistema.

Na passagem pelo painel o ar se resfria e ganha umidade, devido à troca de calor e massa com a superfície molhada.

Na teoria, a temperatura da água do reservatório permanece constante, mesmo aumentando ou diminuindo seu contato com o ar. Esse é o arranjo ótimo, porque toda a troca de calor resfriará o ar, nenhuma resfriará a água. Assim, para um dado efeito de resfriamento, menos água é consumida e menos umidade o ar ganha (Evaporative Air Conditioning Handbook, 3ª Edition, pg 13).

Entretanto, na prática, a água geralmente ganha calor sensível externo através da reposição da água evaporada, do atrito com a bomba e com a tubulação.

A água é coletada pela ação da gravidade no reservatório do resfriador, sendo recirculada para os aspersores pela ação de uma bomba de potência conhecida.

O modelo matemático apresentado tem o objetivo de quantificar os parâmetros de desempenho de sistemas de resfriamento evaporativo direto de painel.

A modelagem da transferência de calor e massa é fundamentada no balanço de massa e energia da corrente de ar que flui através do painel úmido.

Algumas condições são impostas para sustentar o modelo matemático:

- o ar seco e o vapor de água têm comportamento de um gás ideal;
- o ar é uma mistura de dois gases, o ar seco e o vapor de água;
- o processo é adiabático, portanto, são desprezadas as perdas de calor para o ambiente;
- trabalha-se em regime permanente;
- não são consideradas as variações de energia cinética e energia potencial;
- devido à circulação constante da água de umidificação do painel, é considerado que sua temperatura seja aproximadamente igual à da temperatura de bulbo úmido do ar externo.

3.1.1 Efetividade do Painel Evaporativo e Coeficiente de Transferência de Calor

Na análise psicrométrica feita para o sistema de resfriamento evaporativo, considera-se o ar úmido de trabalho como uma mistura de dois gases ideais: ar seco e vapor de água.

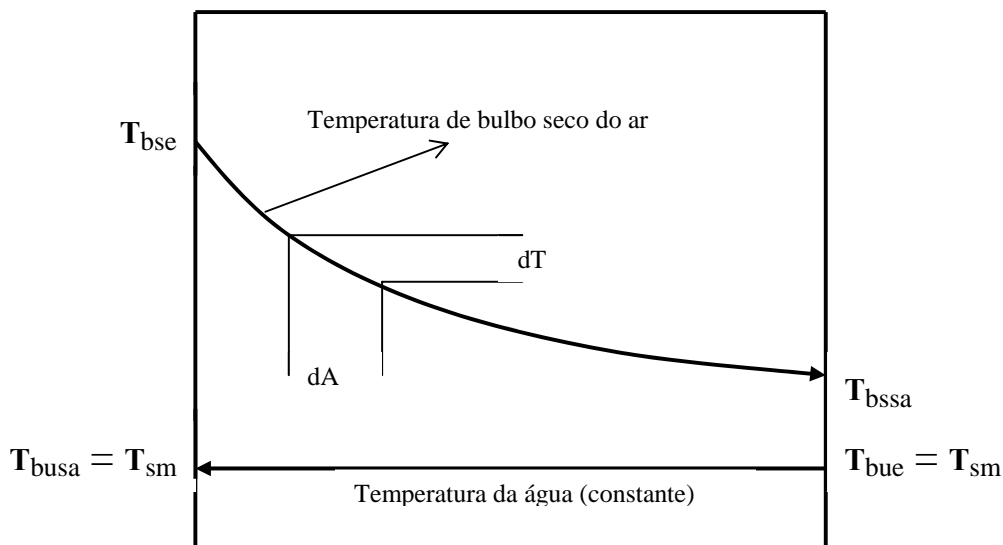


Figura 3.2 – Comportamento da temperatura na transferência de calor

“ T_{bse} ” é a temperatura de bulbo seco do ar de entrada, “ T_{bssa} ” é a temperatura de bulbo seco do ar de saída, “ T_{bue} ” é a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada, “ T_{busa} ” é a temperatura de bulbo úmido do ar de saída, “ T_{sm} ” é a temperatura da superfície molhada.

Considerando a área diferencial “ dA ” de troca de calor no painel evaporativo ilustrada na Fig.3.2, a taxa diferencial de calor sensível responsável pelo resfriamento do ar é dada por:

$$d\dot{q}_{ss} = -\dot{m}_a \cdot C_{pu} \cdot dT \quad (3.1)$$

“ \dot{m}_a ” é a vazão mássica de ar ao longo do painel evaporativo.

Como as Equações (AVIII.7) e (3.1) são equivalentes, podemos escrever que :

$$h_c \cdot dA \cdot (T - T_{sm}) = -\dot{m}_a \cdot C_{pu} \cdot dT \quad (3.2)$$

Trabalhando matematicamente a Eq.(3.2), pode-se escrevê-la na forma :

$$\frac{h_c}{\dot{m}_a \cdot C_{pu}} \cdot dA = \frac{dT}{T_{sm} - T} \quad (3.3)$$

Na Equação (3.3), integrando a área elementar “ dA ” de “0 a A”, e integrando a temperatura “ dT ” de “ T_{bse} até T_{bssa} ”, chegaremos à seguinte equação

$$1 - \frac{T_{bse} - T_{bssa}}{T_{bse} - T_{sm}} = \exp\left[-\frac{h_c \cdot A}{(\dot{m}_a \cdot C_{pu})}\right] \quad (3.4)$$

Com isso podemos definir a efetividade “ ε ” do painel de resfriamento evaporativo direto, como sendo

$$\varepsilon = \frac{T_{bse} - T_{bssa}}{T_{bse} - T_{sm}} = 1 - \exp\left[-\frac{h_c \cdot A}{(\dot{m}_a \cdot C_{pu})}\right] \quad (3.5)$$

A Equação (3.5) mostra que a efetividade é função da área de contato ar-água no painel, da vazão mássica de ar, do coeficiente de troca de calor convectiva e do calor específico do ar úmido. Assim, quanto maior for a área de contato ar-água e maior for o coeficiente de troca de calor convectivo, maior será a efetividade do resfriamento evaporativo direto, desde que os outros parâmetros permaneçam constantes.

O estudo da efetividade da Eq.(3.5) é semelhante ao estudo realizado por Kay e London (1964) com trocadores de calor de contra-corrente, com um dos fluídos mantendo sua temperatura constante.

Como $C_{pu} = \frac{\dot{q}}{\dot{m}_a \cdot \Delta T}$ e substituindo-o na Eq.(3.5), temos

$$\varepsilon = \frac{T_{bse} - T_{bssa}}{T_{bse} - T_{sm}} = 1 - \exp\left[-\frac{h_c \cdot A \cdot \Delta T}{\dot{q}}\right] \quad (3.6)$$

Na Equação (3.6) a efetividade passa a ser função também da variação da temperatura na entrada e saída do painel, e da taxa de calor transferido. Assim, mantendo constante a área e o coeficiente de troca de calor convectivo, quanto maior for a variação da temperatura no painel ou menor for a taxa de calor transferido, maior será a efetividade do painel.

O coeficiente de transferência de calor convectivo é determinado através das correlações experimentais obtidas para esse tipo de painel (Dowdy e Karabash, 1987):

$$h_c = Nu \cdot \frac{k_a}{l_e} \quad (3.7)$$

“ k_a ” é a condutividade térmica, “ l_e ” é o comprimento característico de escoamento no painel, “ Nu ” é o número de Nusselt definido como:

$$Nu = 0,1 \cdot \left(\frac{l_e}{l}\right)^{0,12} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (3.8)$$

“Re” é o número de Reynolds, definido como

$$\text{Re} = \frac{U \cdot l_e}{\nu_a} \quad (3.9)$$

“U” é a velocidade do ar no painel, “ ν_a ” é a viscosidade cinemática definida como

$$\nu_a = \frac{\mu}{\rho_a} \quad (3.10)$$

“ μ ” é a viscosidade dinâmica, “ ρ_a ” é a densidade do ar seco.

Ainda da Eq.(3.8), “Pr” é o número de Prandtl, definido como

$$\text{Pr} = \frac{\nu_a}{\alpha} \quad (3.11)$$

“ α ” é a difusividade térmica.

3.1.2 Temperatura e Vazão do Ar de Saída, Coeficiente de Transferência de Massa

Especificamente para o estudo da troca de calor, a partir da primeira igualdade da Eq.(3.5) é possível obter a expressão para o cálculo da temperatura do ar na saída do painel evaporativo, evidenciando-a teremos :

$$T_{bssa} = T_{bse} - \varepsilon \cdot (T_{bse} - T_{sm}) \quad (3.12)$$

Como foi considerado que a temperatura da superfície molhada de contato ar-água é praticamente igual a temperatura de bulbo úmido do ar de entrada, o painel terá uma efetividade de 100% se a temperatura do ar na saída do painel for igual à temperatura de bulbo úmido na entrada do mesmo, ou seja, $T_{bssa} = T_{sm} = T_{bue}$.

Por outro lado, a determinação da vazão mássica do ar na saída do painel a ser insuflado no recinto a condicionar, depende da carga térmica local e é definida como

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{q}_l + \dot{q}_{ss}}{C_{pu} \cdot (T_{bsr} - T_{bssa})} \quad (3.13)$$

“ T_{bsr} ” é a temperatura de bulbo seco do ar do recinto a ser condicionado.

Consideram-se aceitáveis valores entre 3,9 a 5,0°C para a diferença entre as temperaturas do recinto e a de saída do painel do resfriador evaporativo (Watt and Brown, 1997).

Podemos escrever a Eq.(3.13) em função da diferença das entalpias no ambiente a ser condicionado, sabendo que

$$h_{ar} = C_{pu} \cdot T_{bsr} \quad (3.14)$$

“ h_{ar} ” é a entalpia do ar do recinto condicionado

$$h_{asa} = C_{pu} \cdot T_{bssa} \quad (3.15)$$

“ h_{asa} ” é a entalpia do ar que sai do painel

Escrevemos então que:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{q}_l + \dot{q}_{ss}}{h_{ar} - h_{asa}} \quad (3.16)$$

Verifica-se que para o resfriamento evaporativo é necessário uma grande vazão de ar quando temos que condicionar ambientes com elevada carga térmica.

A transferência de massa no painel é analisada através da Fig.3.3, comparando o painel com um trocador de calor de fluxo cruzado, que no caso específico, está trocando massa e não calor.

Para trocadores de calor usa-se o método LMTD (Log Mean Temperature Difference), que neste caso será a diferença média da massa específica, para analisar a transferência de massa na forma de vapor de água para o ar no painel, sendo definida como

$$\dot{m}_e = h_m \cdot A \cdot \Delta\rho_{lm} \quad (3.17)$$

“ \dot{m}_e ” é a taxa mássica da água evaporada, “ h_m ” é o coeficiente de transferência de massa, “ $\Delta\rho_{lm}$ ” é a média logarítmica da diferença das densidades do vapor de água presente no ar, definida como

$$\Delta\rho_{lm} = \frac{\rho_{vsa} - \rho_{ve}}{\ln \left[\frac{\rho_{vsa} - \rho_{vbu}}{\rho_{ve} - \rho_{vbu}} \right]} \quad (3.18)$$

“ ρ_{ve} ”, “ ρ_{vsa} ” e “ ρ_{vbu} ” são respectivamente as densidades do vapor de água na entrada e saída do painel, e a densidade do vapor de água na temperatura de bulbo úmido do ar.

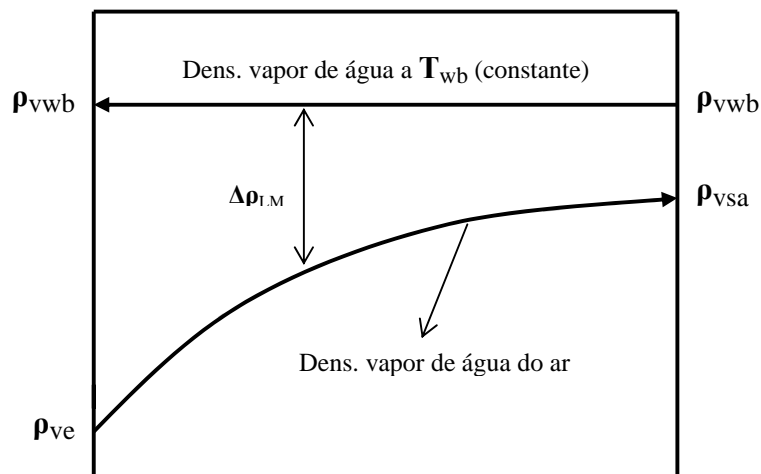


Figura 3.3 – Comportamento da densidade na transferência de massa

O coeficiente de transferência de massa é também determinado através das correlações experimentais obtidas para esse tipo de painel (Dowdy e Karabash, 1987)

$$h_m = Sh \cdot \frac{D}{l_e} \quad (3.19)$$

“ D ” é o coeficiente de difusão do vapor de água no ar, tendo o valor de $2,6 \cdot 10^{-5}$, “ Sh ” é o número de Sherwood definido como:

$$Sh = 0,08 \cdot \left(\frac{l_e}{l} \right)^{0,12} \cdot Re^{0,8} \cdot Sc^{1/3} \quad (3.20)$$

“Sc” é o número de Schimidt, definido como

$$Sc = \frac{v_a}{D} \quad (3.21)$$

3.1.3 Umidade Absoluta e Umidade Relativa

Na análise do sistema de resfriamento evaporativo, a umidade é uma das propriedades do ar que interessa muito na climatização de um ambiente.

A umidade na saída do painel de resfriamento evaporativo “ w_{sa} ” pode ser obtida a partir da carta psicrométrica, conhecendo-se a temperatura de bulbo seco e a de bulbo úmido, correspondentes.

A temperatura de bulbo seco na saída do painel é facilmente determinada pela Eq.(3.12) para um dado painel evaporativo, enquanto que a temperatura de bulbo úmido é igual àquela determinada na entrada do sistema de resfriamento, sendo dependente das condições climáticas locais.

Já a umidade resultante no recinto “ w_r ” depende das condições do ar de saída do painel e da carga latente do local. Assim, uma boa estimativa é dada por (Joudi et al, 2000):

$$w_r = w_s + \frac{q_l}{m_{ar} \cdot h_{lv}} \quad (3.22)$$

“ m_{ar} ” é a massa de ar do recinto a ser condicionado.

Entretanto, na prática, em se tratando de ar condicionado faz-se maior referência à umidade relativa, que pode ser obtida na carta psicrométrica a partir das propriedades psicrométricas determinadas acima.

3.1.4 Coeficiente de Desempenho

O coeficiente de desempenho (COP) de um aparelho de resfriamento evaporativo direto é definido como sendo a razão do resfriamento efetivo do ar no painel e a potência total consumida pelo sistema, conforme (Joudi et al, 2000):

$$\text{COP} = \frac{q}{W_t} \quad (3.23)$$

Sabendo que

$$q = m_a \cdot C_{pu} \cdot (T_{bse} - T_{bssa}) \quad (3.24)$$

“q” é o calor de resfriamento do ar no painel

$$W_t = W_{bb} + W_{vent} \quad (3.25)$$

“ W_t ” é a potência total do resfriador, “ W_{bb} ” é a potência de acionamento da bomba de água, “ W_{vent} ” é a potência do ventilador.

3.1.5 Balanço de Energia e Massa

Considera-se o painel como um volume de controle para o balanço de energia e massa, conforme Fig.3.4.

Aplicando a 1ª lei da termodinâmica sobre o volume de controle da Fig.3.4, temos que :

$$-\dot{q} + \dot{m}_a \cdot h_{ae} + \dot{m}_{ve} \cdot h_{ve} + \dot{m}_e \cdot h_{vbu} = \dot{m}_a \cdot h_{asa} + \dot{m}_{vsa} \cdot h_{vsa} \quad (3.26)$$

“ \dot{m}_{ve} ” e “ \dot{m}_{vsa} ” são as vazões mássicas de vapor de água no ar de entrada e de saída do painel, respectivamente, “ h_{ae} ” e “ h_{asa} ” são as entalpias do ar seco na entrada e na saída do painel, respectivamente, “ h_{vbu} ” é a entalpia do vapor de água na temperatura de bulbo úmido, “ h_{ve} ” e “ h_{vsa} ” são respectivamente as entalpias do vapor de água na entrada e na saída do painel.

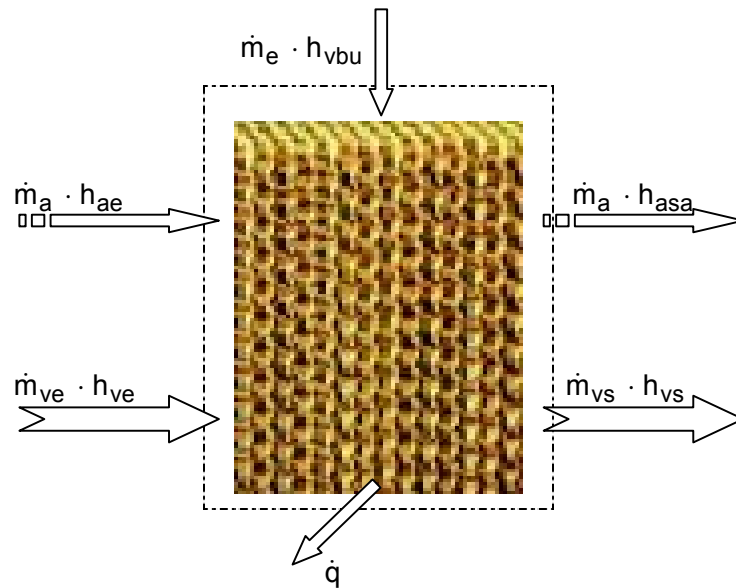


Figura 3.4 – Painel evaporativo como um volume de controle

Para o balanço de massa na corrente de ar, temos

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{vsa} - \dot{m}_{ve} \quad (3.27)$$

Dividindo a Eq.(3.27) por “ \dot{m}_a ”, obtém-se

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a \cdot (w_{sa} - w_e) \quad (3.28)$$

“ w_{sa} ” e “ w_e ” são as umidades absolutas do ar na saída e na entrada do painel, respectivamente.

Substituindo a Eq.(3.28) na Eq.(3.26) e trabalhando seus termos, obtém-se

$$\dot{q} = \dot{m}_a (h_{ae} - h_{asa}) + \dot{m}_a \cdot (w_e \cdot h_{ve} - w_{sa} \cdot h_{ve}) + \dot{m}_a \cdot (w_e - w_{sa}) \cdot h_{vbu} \quad (3.29)$$

Considerando que a entalpia do vapor de água no ar se encontra no estado saturado (Stoecker e Jones, 1985), a Eq.(3.29) é escrita como

$$\dot{q} = \dot{m}_a \cdot [C_{pa} \cdot (T_e - T_{sa}) + w_e \cdot (h_{ge} - h_{gbu}) - w_e \cdot (h_{gsa} - h_{gbu})] \quad (3.30)$$

“ T_e ” e “ T_{sa} ” são respectivamente as temperaturas na entrada e na saída do painel, “ h_{gbu} ” é a entalpia do vapor de água saturado na temperatura de bulbo úmido, “ C_{pa} ” é o calor específico do ar seco, “ h_{ge} ” e “ h_{gsa} ” são as entalpias do vapor de água saturado na entrada e na saída do painel, respectivamente.

Considerando que as entalpias e as umidades da Eq.(3.30) podem ser escritas em função de suas respectivas temperaturas, e considerando ainda que as condições de entrada do ar e a vazão mássica são conhecidas, a taxa de transferência de calor depende tão somente da temperatura do ar na saída do painel.

CAPÍTULO IV

METODOLOGIA DOS ENSAIOS

4.1 Bancada de Ensaios

O resfriador evaporativo utilizado neste estudo é comercializado para atender ambientes de 25 a 50 m².

Quando foi recebido, procurou-se um ambiente dentro do LEST (Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos) que estivesse dentro desta faixa de área, escolheu-se a sala dos aparatos devido à sua metragem e também porque na mesma não havia nenhum outro sistema de condicionamento do ar em funcionamento.

Dentro da sala optou-se pela instalação do sistema junto à janela lateral esquerda devido à facilidade de espaço, a existência de rede elétrica e rede de alimentação de água, facilidade para instalação da rede de dreno e também pela facilidade de termos um fluxo de ar externo de acordo com as recomendações do fabricante, ou seja, local com boa ventilação externa. O resfriador ficou a 1,50 m do piso, e com as janelas corrediças obteve-se uma fresta do tamanho do painel evaporativo.

A descarga do fluxo de ar no recinto não tem nenhum obstáculo e através da abertura da janela frontal da sala faz-se a renovação total do ar do recinto.

Das cinco rotações disponíveis na caixa de comando do resfriador, optou-se por trabalhar com três delas e, para o período de um dia a rotação ficaria constante, variando-a de um dia para o subsequente, e assim o foi feito de acordo com a cronologia informada na Tab.4.1.

Tabela 4.1 – Cronologia das rotações do ventilador

Rotação	04/10	05/10	06/10	07/10	08/10	10/10	11/10	12/10	13/10
Baixa	X					X			X
Média		X			X			X	
Alta			X	X			X		

As condições climáticas nos dias em que foram realizados os ensaios estão informadas na Tab.4.2.

Tabela 4.2 – Condições climáticas nos dias dos ensaios

Condição	04/10	05/10	06/10	07/10	08/10	10/10	11/10	12/10	13/10
Sol	X		X	X	X	X	X	X	X
Nublado		X	X	X				X	

Os seguintes procedimentos de ensaio eram executados, na seguinte ordem:

- fechar a válvula de bloqueio de dreno do reservatório de água do resfriador;
- fechar a válvula de bloqueio de alimentação de água do reservatório do resfriador;
- abrir a válvula de bloqueio de alimentação de água do reservatório externo, fechar a válvula quando o nível corresponder à indicação de 2,66V no voltímetro;
- abrir a válvula de bloqueio de alimentação de água do reservatório do resfriador, até seu completo enchimento;
- ligar o resfriador evaporativo nas seguintes posições: resfriar, rotação desejada, temporizador 4 horas;
- deixar o resfriador funcionando até a hora determinada para início do ensaio;
- abrir a válvula de bloqueio de alimentação de água do reservatório externo, fechar a válvula quando o nível corresponder à indicação de 2,66V no voltímetro. Repetir esse procedimento sempre que o reservatório externo atingir o nível correspondente à indicação de 1,95V no voltímetro;

- adquirir os dados disponíveis naquele momento, repetidas vezes durante o dia, a cada intervalo de 30 min.

Ao final do dia, os seguintes procedimentos eram executados, na ordem:

- desligar o resfriador, deixando-o na posição “ventilar”;
- abrir a válvula de bloqueio de dreno do reservatório de água do resfriador;
- esperar o temporizador de secagem do painel desligar;
- tirar o pino da tomada de energia elétrica.

Todos os dias antes de se iniciar os ensaios, os dois higrômetros são instalados em um mesmo ponto, para que houvesse um valor de correção entre os valores indicados nos mesmos. Os dados utilizados neste trabalho já estão corrigidos. O valor de correção foi em média de 9%.

A bancada de ensaios é um sistema de resfriamento evaporativo composto de um resfriador evaporativo, um reservatório externo de água, e as redes de alimentação e dreno de água, conforme Fig.4.1.

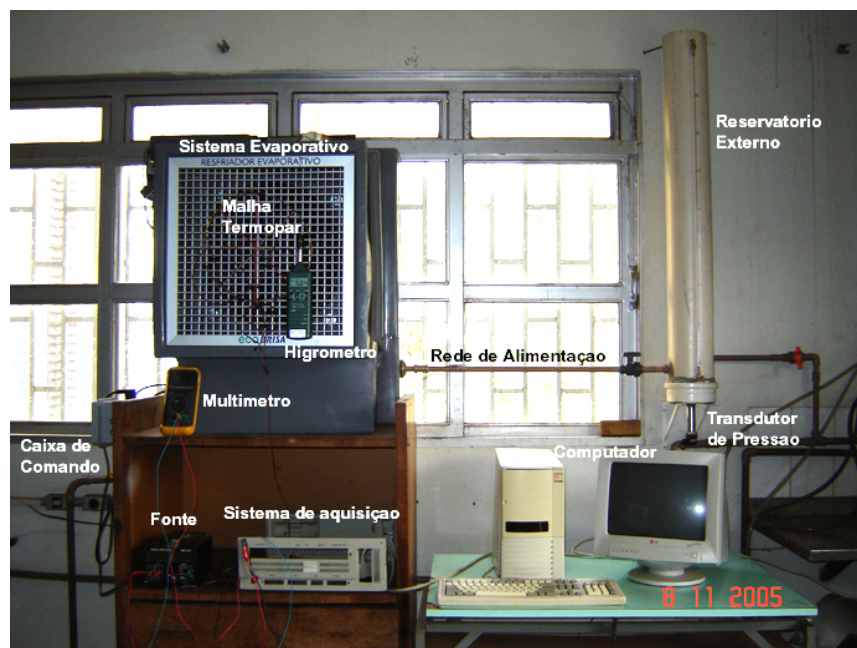


Figura 4.1 – Bancada de ensaios

4.1.1 Resfriador Evaporativo

O resfriador evaporativo é fabricado pela ECOBRISA, modelo EB-50, sendo um resfriador compacto, autônomo e de alta eficiência. Consiste de um gabinete em plástico com proteção UV, onde estão instalados um ventilador axial de velocidade variável, uma colméia especial de papel resinado, uma bomba de água e uma grelha difusora em alumínio, conforme Fig.4.2.



Figura 4.2 – Vistas frontal e traseira do resfriador

O ventilador é da marca EBM, modelo A6E400-AP10-02, 170W, 60Hz, 220V e vazão máxima de 3780 m³/h.

A bomba de água é da marca Sarlobetter, modelo SB-2000, 30W, 60Hz, 220V, 2,1 mca e vazão máxima de 1950 l/h.

No gabinete em plástico, devido à sua forma, localiza-se o reservatório de água do resfriador, que tem o nível de água controlado por uma bóia de superfície.

Para que se possa mensurar o desempenho térmico do resfriador é de suma importância que se conheça as características construtivas do mesmo, que nos foram fornecidas pelo fabricante (Viva Equipamentos, 2005), e relacionados Tab.4.3.

Tabela 4.3 – Informações técnicas do painel do resfriador

Item	Unid	Descrição	Letra	Valor
01	m	espessura do painel	I	0,1524
02	m ² /m ³	área da superfície úmida por unidade de volume do painel	A_{sv}	400
03	m	comprimento característico do escoamento no painel	I_e	1 / A_{sv}
04	m	altura e largura do painel	H	0,06
05	m ²	área da seção reta do painel	A_{sr}	H . H
06	m ²	área úmida por placa do painel	A_{up}	2 . A_{sr}
07	m ²	área úmida de todo o painel	A_{su}	A_{sv} . I . A_{sr}
08	un	número de placas do painel	N	A_{su} / A_{up}
09	m ³ /s	vazão de ar através do painel	Q	U . A_{sr}
10	m	espessura da placa do painel	δ	0,0004
11	m	distância entre duas placas do painel	I_c	((I- δ)/(N-1)) - δ

As principais características construtivas e dimensionais do resfriador evaporativo são indicadas Tab.4.4.

Tabela 4.4 – Características técnicas do resfriador evaporativo

Modelo	Vazão de Ar [m ³ /h]	Cons. Energia [watts]	Dimensões [cm]			Peso [kg]	Área Climatizada [m ²]
			altura	largura	profundidade		
EB-50	3.000	230	88	68	71	30	25 a 50

Para sustentar que o processo é realizado em regime permanente, a Fig.4.3 mostra o tempo de reação do resfriador, identificando que o mesmo após um certo tempo de funcionamento só varia seus resultados com a variação dos parâmetros de entrada. Como os dados trabalhados neste estudo foram adquiridos após um tempo maior que o tempo de reação do equipamento, impomos nosso regime de trabalho como permanente.

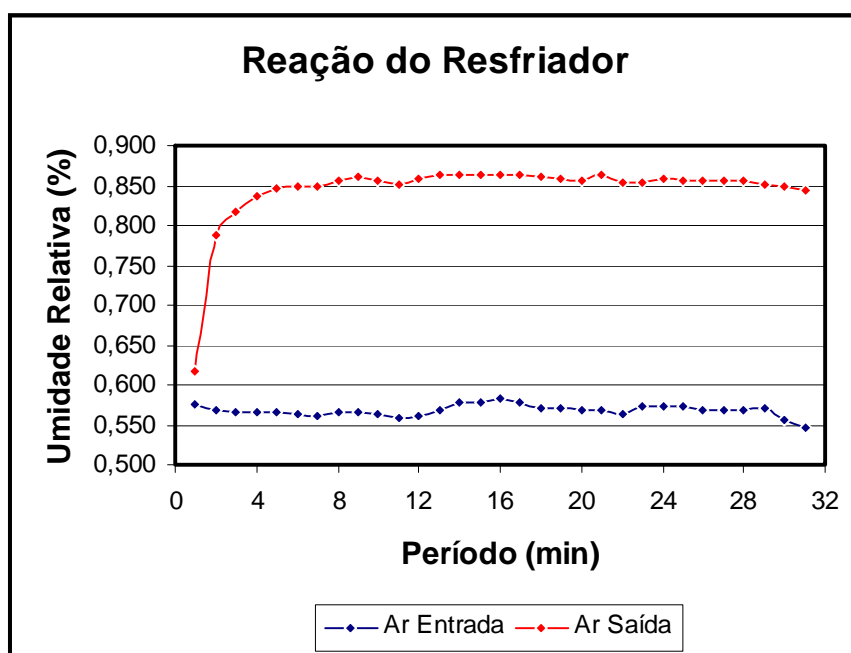


Figura 4.3 – Tempo de reação do resfriador

Verifica-se na Fig.4.3 que o tempo de reação do resfriador foi de 5 min, dependendo das condições climáticas esse tempo tem uma variação, porém sempre em torno de 5 min. O tempo de início para aquisição dos dados, após o funcionamento do resfriador, foi sempre entre 20 e 30 min.



Figura 4.4 – Painel de comando

O resfriador evaporativo é controlado através de um painel de comando mostrado na Fig.4.4, contendo quatro teclas de toque e sinalização através de lâmpadas piloto.

Observa-se no painel que o resfriador está ligado, resfriando, com vazão média de ar e programado para quatro horas de funcionamento.

A primeira tecla liga e desliga o resfriador. Ao ser ligado, simultaneamente o ventilador é acionado na menor rotação e a bomba de água entra em operação, molhando o painel evaporativo. Ao ser desligado, a bomba de água é desligada e a rotação do ventilador se posiciona para sua menor rotação, permanecendo nela por aproximadamente 20 minutos para secagem do painel evaporativo, após este tempo desliga-se automaticamente.

A segunda tecla alterna o modo Resfriar e Ventilar. No modo “Resfriar” a bomba de água e o ventilador estarão acionados, já no modo “Ventilar” apenas o ventilador estará acionado.

A terceira tecla alterna entre as cinco rotações do ventilador.

A quarta tecla ativa um temporizador para desligamento automático do resfriador, podendo a programação ser para meia, uma, duas ou quatro horas.

Semanalmente em locais com muita poeira, ou quinzenalmente em locais menos empoeirados, a água do reservatório do resfriador deve ser drenada e substituída.

Deve-se também lavar o reservatório de água do resfriador a cada 30 ou 45 dias, e durante essa lavagem verificar o nível de sujeira do painel, caso seja necessário, providenciar a lavagem do mesmo.

Sempre que o resfriador permanecer um longo período inativo, o mesmo deverá ficar limpo e seco.

Em uma aplicação convencional, residencial ou comercial/industrial, a instalação do resfriador evaporativo necessita apenas de um ponto de alimentação e de dreno de água de 20 mm, e de um ponto de alimentação elétrica de 220V e 60 Hz.

O resfriador evaporativo foi instalado sobre um móvel do LEST, conforme mostrado na Fig.4.1, ficando a 150 cm do piso e em frente a uma janela corrediça, que possibilitou manter a abertura da janela de acordo com a largura do resfriador, conforme mostrado na Fig.4.5.

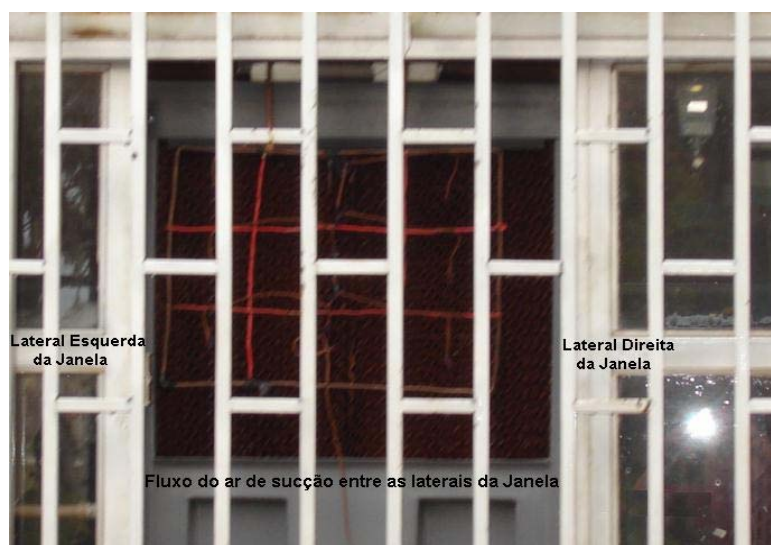


Figura 4.5 – Canal de ar formado pelas laterais da janela

4.1.2 Reservatório Externo de Água

Com o objetivo de nos auxiliar no controle da água consumida pelo resfriador evaporativo, foi montado um reservatório de água de alimentação, mostrado na Fig.4.6, instalado ao lado direito do resfriador, apoiado sobre duas mãos-francesas de 35 cm e fixado em sua parte superior por dois tirantes rosqueados de 6 mm e duas buchas S-8.

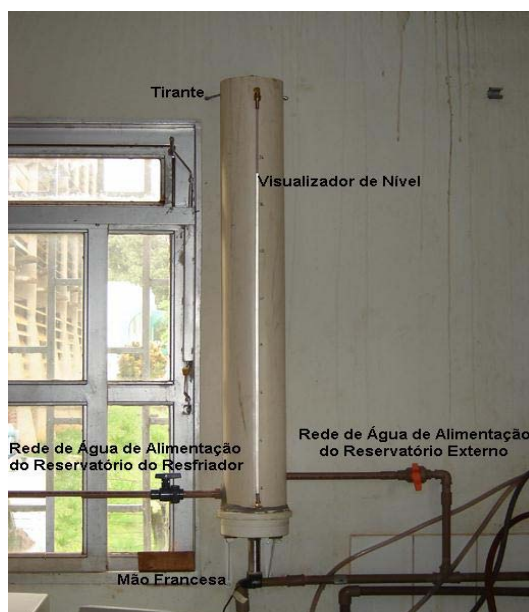


Figura 4.6 – Reservatório externo da água

Esse reservatório foi montado usando-se 120 cm de um tubo de PVC de 150 mm de diâmetro, que foi soldado a um tampão de PVC de mesmo diâmetro. Externamente na lateral do tubo de PVC foram instalados dois conectores de cobre, que serviram de fixação a uma mangueira transparente de 6,0 mm de diâmetro, que tem a função de nos indicar visualmente o nível de água do reservatório.

Externamente no fundo do tampão de PVC foi instalado um transdutor de pressão, indicado na Fig.4.1, que tem a função de informar o nível de água do reservatório.

4.1.3 Tubulação de Alimentação e Dreno de Água

Toda a tubulação de alimentação e dreno de água foi montada com tubos de PVC rígido soldável de 20 mm de diâmetro, sendo dividida em três partes.

A primeira parte é referente a instalação entre a rede de abastecimento de água do LEST e o reservatório externo, indicada na Fig.4.6.

A segunda parte é referente a instalação entre o reservatório externo e o reservatório do resfriador evaporativo, indicada na Fig.4.6.

A terceira parte é referente a instalação entre o dreno do reservatório do resfriador e o telhado adjunto ao LEST, indicada na Fig.4.7.



Figura 4.7 – Rede de dreno

Foram instaladas válvulas de bloqueio tipo esfera na primeira e segunda parte da tubulação, com o objetivo de se ter um controle real do consumo de água do resfriador evaporativo, ou seja, a válvula da segunda parte da tubulação é fechada enquanto a válvula da primeira parte da tubulação é aberta, dessa forma o reservatório externo é alimentado de água até um valor superior de referência, atingindo esse valor, a válvula da primeira parte da tubulação é fechada e a válvula da segunda parte da tubulação é aberta, como o reservatório do resfriador encontra-se cheio e mantido por uma bóia de nível, todo consumo de água por parte do painel é imediatamente repostado pelo reservatório externo, nos fornecendo o consumo de água do resfriador.

4.2 Instrumentação e Aquisição de Dados

Para a aquisição dos dados necessários à este estudo, foram utilizados instrumentos para leitura direta e leitura indireta.

4.2.1 Instrumentos para Leitura Direta

4.2.1.1 Termômetro de coluna de mercúrio

Termômetro de coluna de mercúrio, escala principal de 0 a 150 °C e exatidão de 0,5 °C.

O termômetro foi utilizado para a indicação da temperatura ambiente do recinto, apenas para termos uma noção da queda de temperatura do recinto em relação à temperatura ambiente exterior, visto que essa análise não é contemplada neste estudo.

O termômetro foi instalado a 500 cm de distância da frente do resfriador e o seu bulbo coincidente com a linha imaginária central do ventilador do resfriador.

4.2.1.2 Higrômetro

Medidor de umidade relativa marca Lutron, modelo HA-701, faixa de indicação de 10 a 95% , sensibilidade de 1 DC mV por 1% , exatidão de +/- 3% .

O higrômetro, Fig.4.8, foi utilizado para a medição da umidade relativa na entrada do ar externo no painel do resfriador.

Foi instalado a aproximadamente 10 cm de distância e com o sensor higrômetro alinhado com o centro geométrico do painel evaporativo.



Figura 4.8 – Higrômetro

4.2.1.3 Termo-Higrômetro

Medidor de umidade relativa e temperatura marca Minipa, modelo MTH-1360, faixa de indicação de 10 a 95% e -20 a 60 °C, resolução de 0,1% e 0,1 °C, exatidão de $\pm 3\%$ e $\pm 0,8$ °C.

O termo-higrômetro, Fig.4.9, foi utilizado para a medição da umidade relativa na saída do ar do resfriador.

Este instrumento foi instalado junto à grelha difusora do resfriador e com o sensor termo-higrômetro alinhado com a região de maior vazão de ar.



Figura 4.9 – Termo-Higrômetro

4.2.1.4 Anemômetro

Medidor de vazão de ar marca AirFlow, modelo DVA-6000T, faixa de indicação de 0,25 a 30 m/s , exatidão de +/- 2%.

O anemômetro foi utilizado para a indicação da vazão de ar do resfriador para o recinto. A grelha difusora com dimensões quadrada de 44 cm foi dividida em dezesseis áreas iguais, em cada uma dessas áreas foi medida a velocidade do ar.

Calculou-se a média aritmética dessas velocidades do ar, que, multiplicada pela área total de grelha difusora, nos forneceu a vazão de ar nas rotações baixa, média e alta, que são informadas na Tab.4.5.

Os valores medidos e a forma de calcular os valores mencionados na Tab.4.5 estão indicados no Anexo I.

Tabela 4.5 – Velocidades e vazões médias de ar em função da rotação do ventilador

Rotação	Velocidade Média (m/s)	Vazão Média (m ³ /h)
Baixa	2,31	1610
Média	3,84	2680
Alta	4,93	3440

4.2.1.5 Outros Instrumentos

Além dos instrumentos acima mencionados, utilizamos outros instrumentos de apoio à aquisição dos dados deste trabalho, e os mesmos estão identificados na Fig.4.10.



Figura 4.10 – Fonte, voltímetros manual e de bancada

4.2.2 Instrumentos para Leitura Indireta

4.2.2.1 Transdutor de Pressão

O transdutor de pressão é da marca Zurich, modelo PSI-420, sensor piezoresistivo, faixa de 0 a 1 bar, sinal de saída de 4 a 20 mA, exatidão do sinal < 0,1%, exatidão 0,5% F.E, alimentação de 10 a 35 Vcc, encaixe ¼" BSP.

A Figura 4.11 informa a curva de calibração do transdutor de pressão.

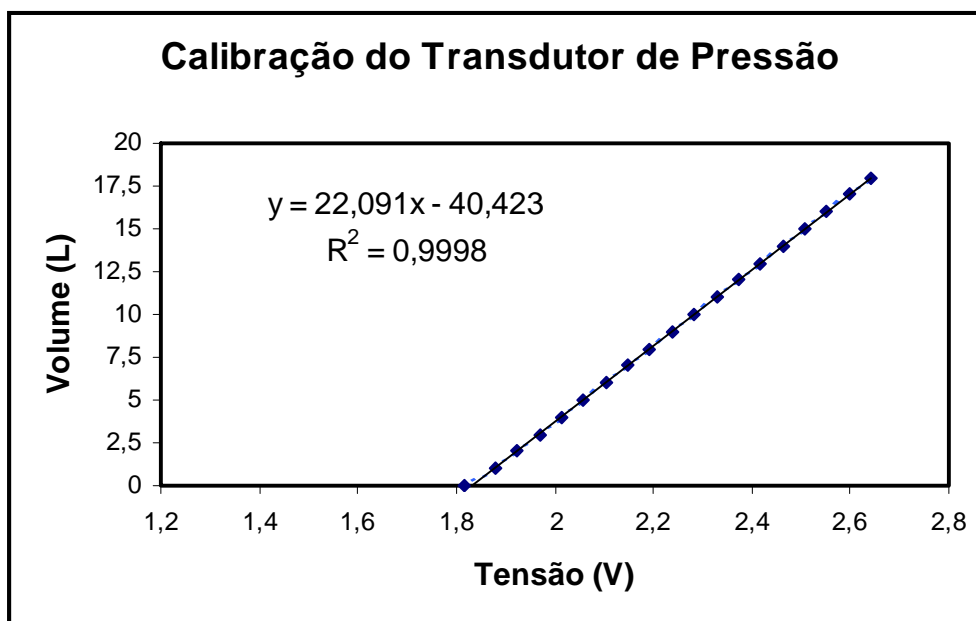


Figura 4.11 – Curva de calibração do transdutor de pressão

O transdutor de pressão, Fig.4.12, foi utilizado para a medição do volume de água do reservatório externo.

O transdutor de pressão foi instalado externamente no fundo do tampão do reservatório, sendo alimentado por uma fonte de tensão de 25,0 Vcc e tendo uma resistência de 470 Ohm. A medição final foi realizada através de um voltímetro marca Minipa, modelo ET-2042, mostrado na Fig.4.10.



Figura 4.12 – Transdutor de pressão

4.2.2.2 Termopar

Termopar é um sensor de temperatura muito simples, robusto, barato e de fácil utilização, que gera tensão elétrica devido à diferença de temperatura.

São dois fios condutores de corrente, constantan e cobre, unidos em uma de suas extremidades conforme mostrado na Fig.4.13, quando essa extremidade é exposta à uma fonte de calor, é gerada uma tensão elétrica denominada efeito Seebeck, que será medida na outra extremidade dos fios.

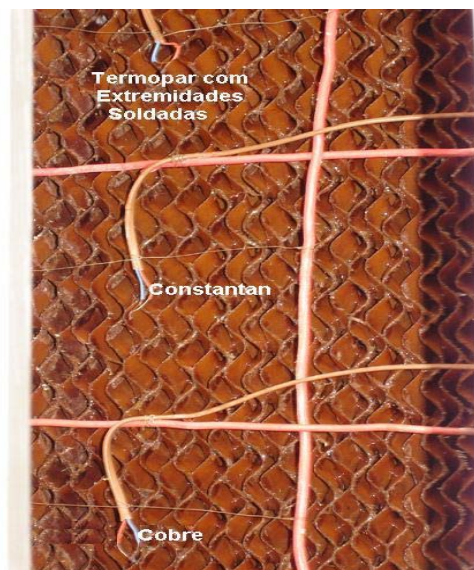


Figura 4.13 – Termopares (constantan e cobre)

Como a tensão elétrica é diretamente proporcional à temperatura da fonte de calor, o termopar é amplamente utilizado para medir temperaturas diversas.

O termopar que opera sob o efeito Seebeck é diferente da maioria dos outros sensores de temperatura, uma vez que sua saída não está diretamente relacionada à temperatura, mas sim ao gradiente de temperatura, ou seja, a diferença de temperatura ao longo do termopar.

Porém, há uma variedade de meios em que o termopar pode operar como um sensor capaz de medir a temperatura de um sistema físico, basta garantir que a junção de referência esteja em uma condição isotérmica.

Os termopares utilizados neste estudo foram os do tipo “T” , e suas características estão relacionadas na Tab.4.6.

Tabela 4.6 – Características do termopar tipo “T”

Faixa de Utilização	-190 a +370 °C
Algumas Aplicações	Estufas, banhos, fornos elétricos, meios fluídos
Vantagens	Resistente a atmosferas corrosivas, redutoras e oxidantes. Fácil aplicação.
Desvantagem	Oxidação do cobre acima de 315 °C

Os termopares foram utilizados para a medição da temperatura da água de alimentação, da temperatura da água do reservatório do resfriador, da temperatura do ar na entrada do painel do resfriador e da temperatura do ar na saída do resfriador.

O termopar utilizado para a leitura da temperatura da água de alimentação foi instalado aproximadamente 20 cm antes do resfriador, na tubulação que liga o reservatório externo ao reservatório do resfriador.

O termopar utilizado para a leitura da temperatura da água do reservatório do resfriador foi instalado dentro do referido reservatório.

Para a medição da temperatura do ar na entrada do painel do resfriador foi feita uma malha de termopares em série, mostrado na Fig.4.14, constando de nove pontos sensores, que indicam a temperatura média.



Figura 4.14 – Malha de termopares na entrada do ar no painel do resfriador

Para a medição da temperatura do ar na saída do resfriador foi feita uma malha de termopares em série, mostrado na Fig.4.15, constando de nove pontos sensores, que indicam a temperatura média.



Figura 4.15 – Malha de termopares na saída do ar do resfriador

Os termopares foram calibrados utilizando-se o equipamento Cell Omega Hot Point Cell, modelo CL-900, com exatidão de ± 1 °C, tendo sua faixa de calibração entre 25 a 75 °C. As curvas e equações de calibração dos termopares são apresentadas no Anexo II.

4.2.3 Aquisição de Dados

A interface do hardware de aquisição com o usuário é feita através de um software de aquisição/monitoramento, desenvolvido no LEST na linguagem “C++”.

O usuário escolhe o número de amostras e a frequência em que as mesmas serão lidas por cada porta, e os dados adquiridos são armazenados em um arquivo de saída.

Para o monitoramento e registro dos dados do sistema foi utilizado um microcomputador Pentium MMX 232 MHz, 32 de RAM, HD 40 GB, com sistema operacional Windows 95, conforme arquitetura mostrada pela Fig.4.16.

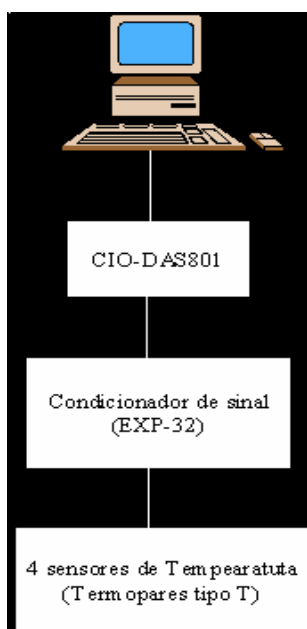


Figura 4.16 – Arquitetura do sistema de aquisição de dados

A interface entre o sistema de medição e o microcomputador é feita através da placa CIO-DAS801 da Computer Boards, com as seguintes características técnicas :

- oito canais analógicos de entrada;
- resolução de doze bits para conversor A/D;
- velocidade de 50 kHz;

- faixas de entrada para a CIO-DAS801 : ± 10 , ± 5 , ± 1 , $\pm 0,5$, $\pm 0,1$, $\pm 0,05$, $\pm 0,01$, $\pm 0,005$, $0 - 10$, $0 - 5$, $0 - 1$, $0 - 0,1$, $0 - 0,001$ V.

A filtragem de sinais dos termopares é feita através da placa EXP-32/16 da Computer Boards, Fig.4.17, e a distribuição das entradas analógicas na respectiva placa é informada na Tab.4.7.

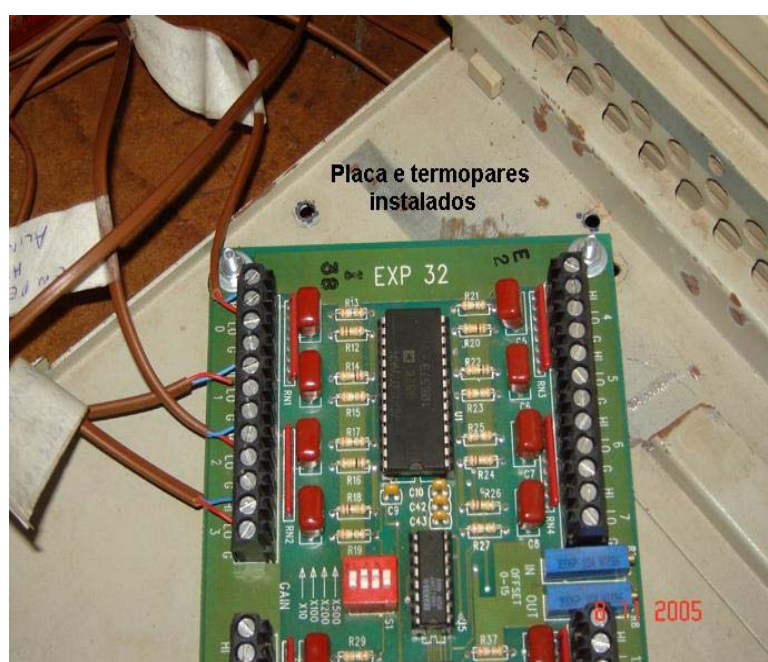


Figura 4.17 – Placa EXP-32/16 com os termopares instalados

Tabela 4.7 – Canal x Posição na placa EXP-32/16

Canal	Posição
0	Temperatura do ar de recalque
1	Temperatura do ar de sucção
2	Temperatura da água de alimentação
3	Temperatura da água do reservatório do resfriador

CAPÍTULO V

RESULTADOS

5.1 Validação do Modelo

Os dados de entrada no modelo matemático foram as temperaturas e as umidades relativas na entrada e na saída do painel evaporativo.

O objetivo é conseguir valores de temperatura e umidade calculados pelo modelo e compará-los com os dados adquiridos, e verificar se o erro entre os mesmos está dentro de padrões aceitáveis.

Conforme descrito no modelo matemático, os erros percentuais absolutos entre as temperaturas e as umidades relativas foram calculados conforme a Eq.(5.1) e a Eq.(5.2), respectivamente, registrando as temperaturas em “°C” e as umidades relativas em “%”.

$$\Delta T_2 = 100 \cdot \frac{|T_{2m} - T_2|}{T_{2m}} \quad (5.1)$$

$$\Delta \phi_2 = 100 \cdot \frac{|\phi_{2m} - \phi_2|}{\phi_{2m}} \quad (5.2)$$

“ ΔT_2 ” é o erro percentual absoluto verificado entre as temperaturas do ar medida “ T_{2m} ” e calculada “ T_2 ” na saída do painel, e “ $\Delta \phi_2$ ” é o erro percentual absoluto verificado entre as umidades relativas do ar medida “ ϕ_{2m} ” e calculada “ ϕ_2 ” na saída do painel.

Neste estudo não se tem como objetivo a análise da condição de conforto no recinto, mas o desempenho térmico do resfriador para validação do modelo e mapeamento regional do potencial de instalação de sistemas evaporativos no Brasil.

Os dados foram adquiridos em períodos de trinta minutos durante os dias de ensaio, e foi feita uma intercalação nesses dias quanto à rotação do ventilador do resfriador, conforme informado na Tab.4.1.

Nos Anexos IV e V são mostrados os gráficos da verificação de erros da temperatura e da umidade relativa, respectivamente, considerando os valores adquiridos nos ensaios realizados.

A Figura 5.1 informa o comportamento da temperatura nos testes realizados com a vazão de 2680 m³/h, onde “T₁”, “T₂”, “T_{2m}” e “ ΔT_2 ”, são respectivamente, as temperaturas do ar na entrada do painel, calculada pelo modelo na saída do painel, medida na saída do painel e o erro entre os valores medido e calculado.

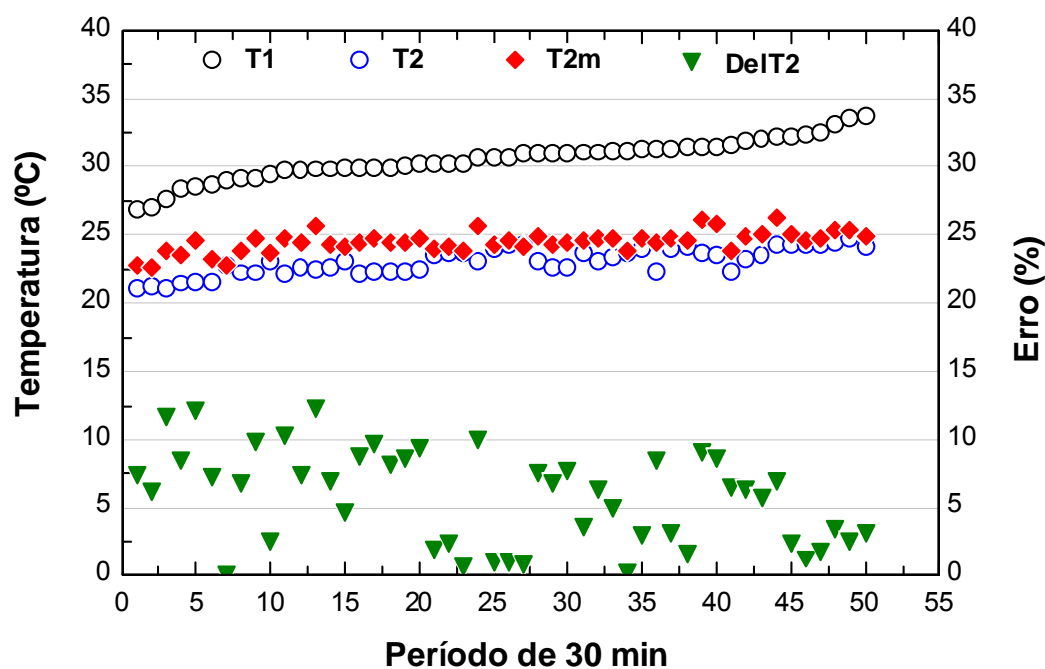


Figura 5.1 – Erro entre as temperaturas medida e calculada na saída do painel

No Anexo VI estão os gráficos gerais das temperaturas e das umidades relativas ensaiadas para cada rotação.

O erro absoluto médio nas temperaturas, verificado na Fig.5.1, foi de 5,7%. Esse erro poderia ter sido menor se os sensores de temperatura tivessem sido protegidos da influência da radiação solar (Ozisik, M.N, 1990, pág.565). Obteve-se 83% dos ensaios com erros abaixo de 10%.

Apesar de se manterem próximos, os valores calculados da temperatura se encontram abaixo dos valores medidos. Dentre os valores medidos, a menor queda da temperatura no painel foi de 4.4°C, e a maior foi de 8.8°C. Já nos valores calculados, a menor queda foi de 5.6°C e a maior foi de 9,4°C.

Considerando uma distribuição normal para os desvios das leituras, as incertezas nas medidas das temperaturas serão assumidas como duas vezes o desvio padrão e considerando um intervalo de confiança de 95%, acrescidas pela precisão dos aparelhos. Assim,

Desvio Padrão = 0,74°C

Incerteza = (2 x 0,74) + 0,8 = 2,28°C

A Figura 5.2 mostra graficamente o comportamento da incerteza nas medições das temperaturas na saída do ar do painel.

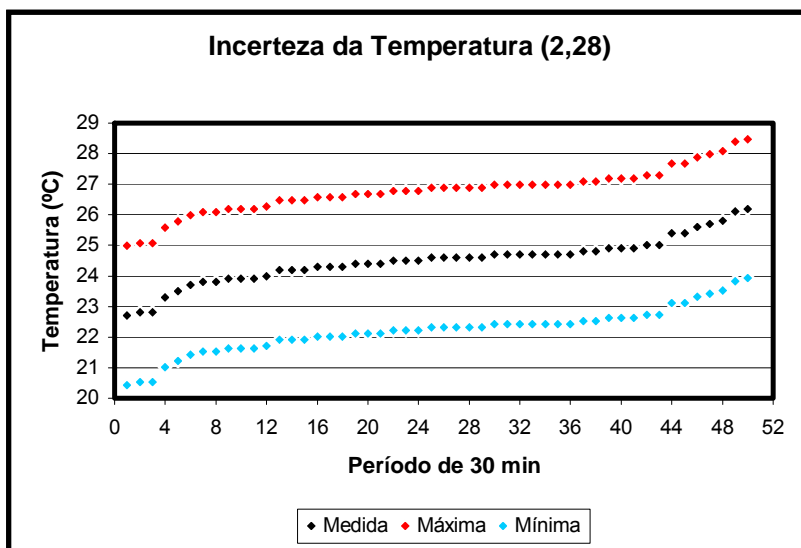


Figura 5.2 – Incerteza na medição das temperaturas na saída do ar no painel

A Figura 5.3 informa o comportamento da umidade relativa nos testes realizados com a vazão de 2680 m³/h, onde “ ϕ_1 ”, “ ϕ_2 ”, “ ϕ_{2m} ” e “ $\Delta\phi_2$ ”, são respectivamente, as umidades relativas do ar na entrada do painel, calculada pelo modelo na saída do painel, medida na saída do painel e o erro entre os valores medido e calculado.

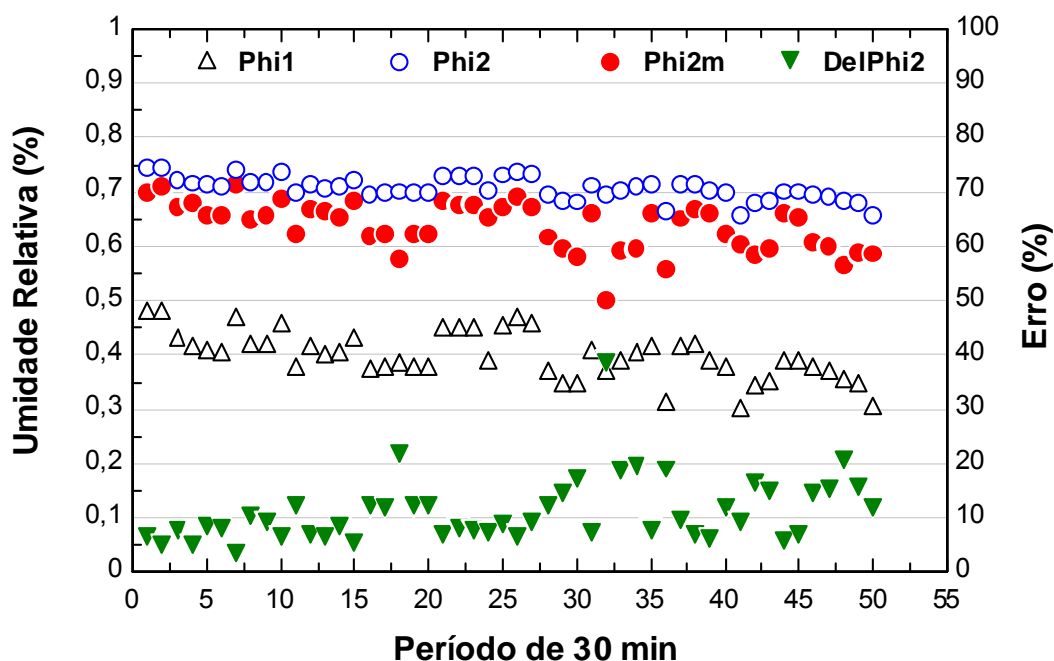


Figura 5.3 – Erro entre as umidades relativas medida e calculada na saída do painel

O erro absoluto médio verificado na Fig.5.3 foi de 10,7%, desconsiderando os valores máximo e mínimo. Obteve-se 94% dos ensaios com erros abaixo de 10%.

Analisando a umidade relativa, os valores calculados se mantiveram acima dos valores medidos. Dentre os valores medidos, a menor queda da umidade relativa no painel foi de 12,8%, e a maior foi de 28,2%. Já nos valores calculados, a menor queda foi de 26,6% e a maior foi de 35,3%.

Comparando os valores máximos e mínimos da temperatura e da umidade relativa, acima mencionados, podemos concluir que o painel evaporativo tem uma melhor eficiência na umidificação do que no resfriamento.

Considerando uma distribuição normal para os desvios das leituras, as incertezas nas medidas das umidades relativas serão assumidas como duas vezes o desvio padrão e considerando um intervalo de confiança de 95%, acrescidas pela precisão dos aparelhos. Assim,

Desvio Padrão = 4,43%

Incerteza = $(2 \times 4,43) + 3 = 11,9\%$

A Figura 5.4 mostra graficamente o comportamento da incerteza nas medições das umidades relativas na saída do ar do painel.

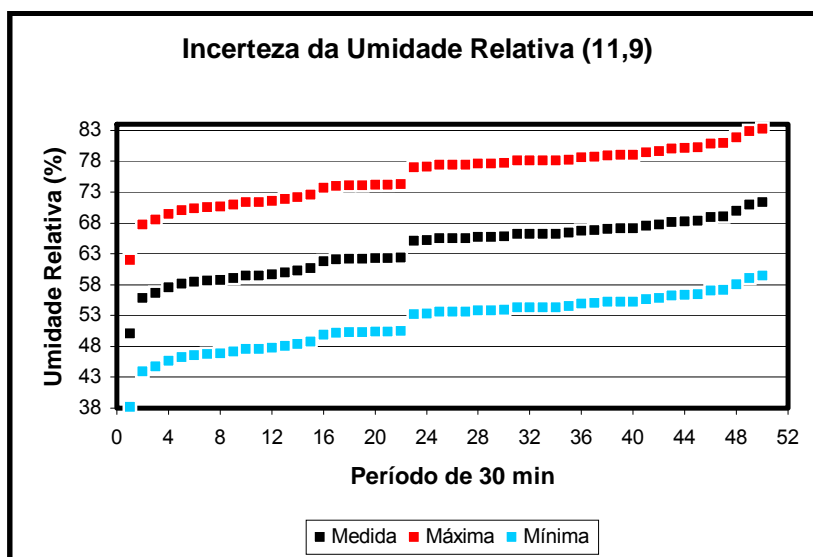


Figura 5.4 – Incerteza na medição das umidades relativas na saída do ar no painel

Um menor erro verificado em relação à temperatura comparado com o erro verificado na umidade relativa, é devido ao fato dos dados adquiridos representarem a média de nove pontos distintos da temperatura, enquanto na umidade relativa os dados foram adquiridos em um único ponto.

A Figura 5.5 informa o comportamento da efetividade do painel, definida na Eq.(3.5), para as três rotações do ventilador: a alta que corresponde à vazão de $3440 \text{ m}^3/\text{h}$, a média que corresponde à vazão de $2680 \text{ m}^3/\text{h}$ e a baixa que corresponde à vazão de $1610 \text{ m}^3/\text{h}$.

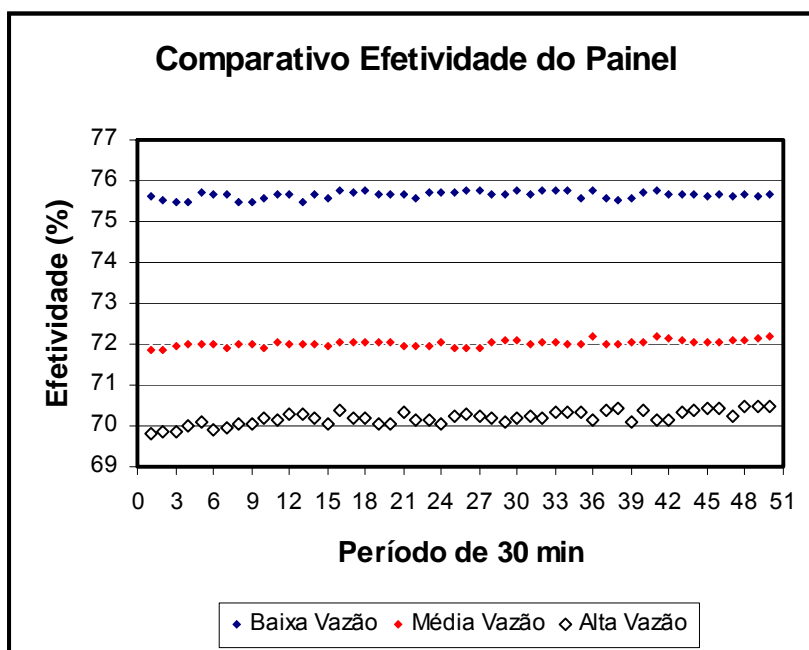


Figura 5.5 – Comparativo entre as efetividades calculadas do painel em função da vazão

Observa-se que a variação da vazão de ar que passa pelo painel influencia na efetividade do mesmo, diminuindo essa efetividade com o aumento da vazão de ar. Este comportamento é explicado em função do tempo de contato do ar com a superfície molhada, influenciando na troca de calor entre ambos.

Independentemente da variação climática, para cada vazão de ar no painel a efetividade calculada pelo modelo manteve-se praticamente constante, tendo uma variação aproximada de 0,4% na vazão baixa, 0,4% na vazão média e 0,9% na vazão alta.

A efetividade média do painel para cada rotação é de 75,6% para a baixa, 72,0% para a média e 70,2% para a alta.

Outro parâmetro observado neste estudo foi o consumo de água no painel para cada rotação do ventilador, que é mostrado no Fig.5.6.

O consumo é afetado pelas condições climáticas, principalmente com a umidade relativa, variando para cada período ensaiado com a mesma rotação.

O consumo de água no painel é menor quanto menor for a vazão de ar. O consumo médio de água foi de 4,8 l/h na baixa rotação, 6,4 l/h na rotação média e 7,5 l/h na alta rotação.

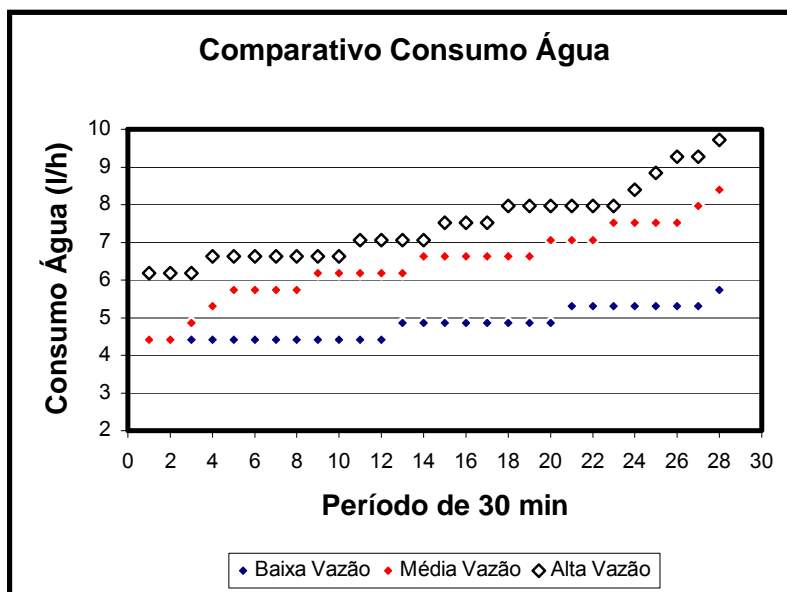


Figura 5.6 – Comparativo entre os consumos de água pelo painel em função da vazão

A Figura 5.7 compara as temperaturas da água do reservatório para cada rotação do ventilador. No dia 04.10 não foram adquiridas as temperaturas.

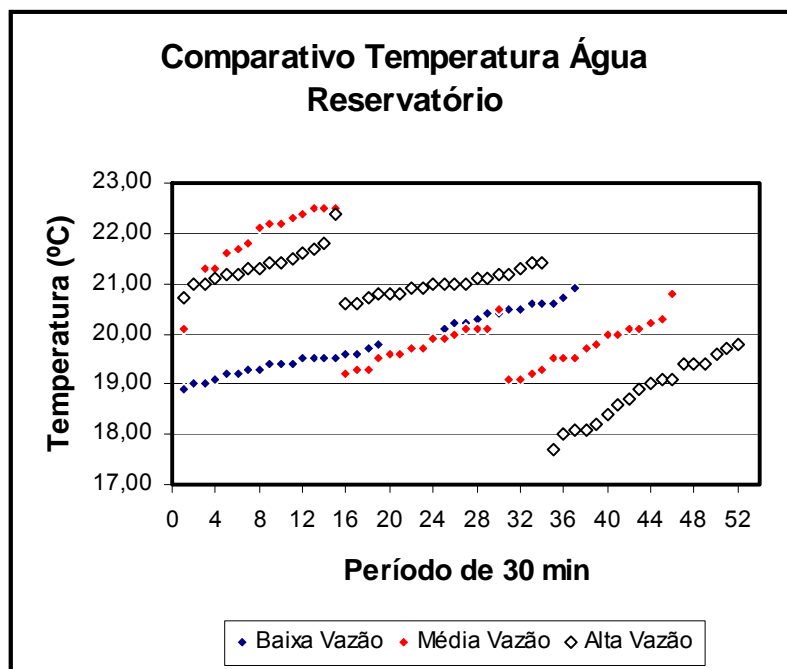


Figura 5.7 – Comparativo entre as temperaturas da água do reservatório em função da vazão

As quedas nas temperaturas mostradas na Fig.5.7, para cada rotação, são em função da reposição de água no reservatório externo, sempre que o mesmo atingia seu nível mínimo.

As variações percentuais apresentadas na Fig.5.7 foram significativas, contrariando a teoria de que a temperatura da água do reservatório é praticamente constante (Evaporative Air Conditioning HandBook, 3ª Edition, pg 13). A Tab.5.1 informa o valor dessas variações, e esta pode ser uma sugestão para estudos futuros.

Tabela 5.1 – Variação em °C da temperatura da água do reservatório

Vazão (m ³ /h)	Dia	10	13	5	8	12	6	7	11
1610		0,8	1,3						
2680				2,4	1,4	1,8			
3440							1,7	0,7	2,4

O coeficiente de desempenho-COP, informado na Fig.5.8, aumenta conforme vai aumentando a vazão de ar no painel. Os valores médio dos COP's são 0,41 para a baixa vazão, 0,57 para a média vazão e 0,70 para a alta vazão.

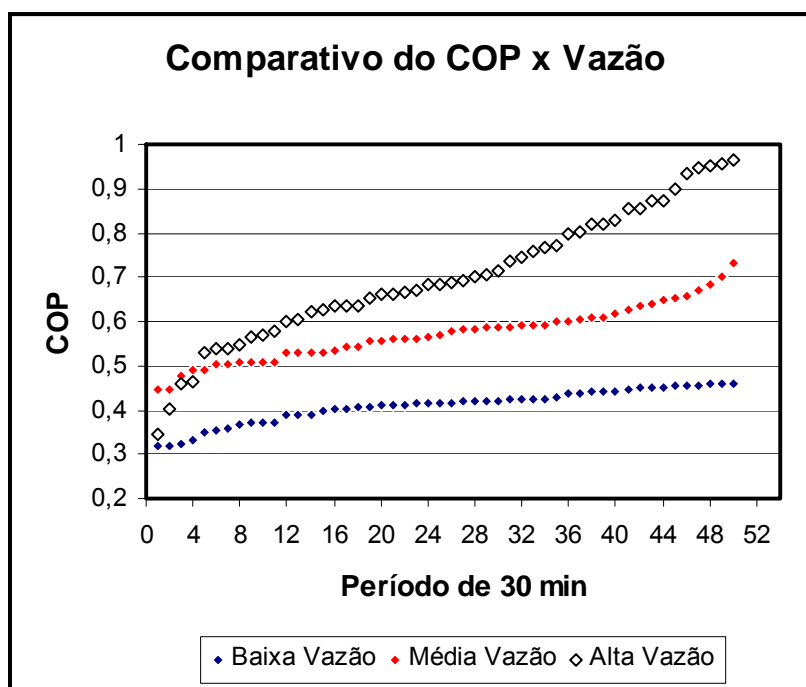


Figura 5.8 – Comparativo entre os COP's em função das vazões

Comparando a Fig.5.5 com a Fig.5.8 pode-se observar que o comportamento da efetividade e do COP do painel é diferente em relação à vazão de ar, enquanto a efetividade diminui com o aumento da vazão de ar, o COP aumenta com o aumento da vazão de ar.

5.2 Aplicação do Resfriamento Evaporativo no Brasil

A Tabela 5.2 informa as regiões do Brasil onde, potencialmente, o resfriamento evaporativo pode ser aproveitado.

A montagem da Tab.5.2 foi realizada com a sobreposição dos mapas mensais climáticos de temperatura e umidade relativa do Brasil apresentados no Anexo VII (www.inmet.gov.br/climatologia/mapas), e dessa forma identifica-se as regiões onde a combinação da temperatura e da umidade relativa proporciona condições de utilização do resfriamento evaporativo para conforto térmico.

Para caracterização de conforto térmico humano será utilizada a Fig.1.4, reproduzida abaixo, que trabalha com os parâmetros temperatura e umidade relativa, os mesmos abordados nos mapas climáticos do Anexo VII.

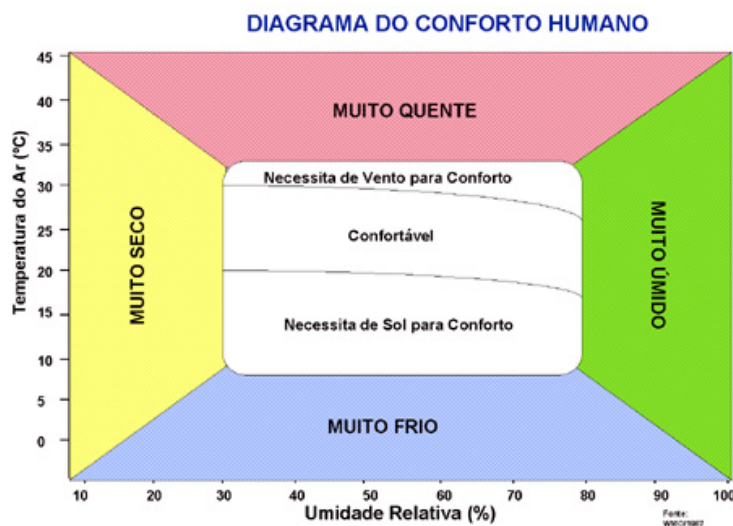


Figura 1.4 – Conforto térmico humano

As cores apresentadas na Fig.1.4 não têm nenhuma correlação com as cores registradas nas Tabs.5.2, 5.3 e 5.4.

Tabela 5.2 – Mapeamento regional da temperatura e da umidade relativa no Brasil

	RH %	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
AC	40-50							32	32	30			
	50-60					32	32						
AL	30-40										30		
	40-50	30		30									30
	50-60			28							30		
AP	50-60											28	28
AM	40-50									28			
	50-60									32			
BA	20-30									34	32		34
	30-40							28			30	30	30
	40-50	30		30	30	28	30			28		30	30
	50-60			28	28						30	28	
CE	20-30										32		34
	30-40							28	30	30	30	30	30
	40-50	30			30	28		30				30	
	50-60			28	28	30	30						
DF	10-20										34		
	30-40		28						28	30			
	40-50												30
ES	40-50										30		30
	50-60			28	28								
GO	10-20								34				
	20-30								32		32		
	30-40		30				30	30		30	30		
	40-50		28		30	28							30
	50-60		26		28							28	28
MA	30-40								32	30	30		
	40-50							32	30	28		30	30
	50-60					30	30					28	28
MT	10-20								34				
	20-30								32				
	30-40					30	30	30	32	30			
	40-50		28			28	32	32		28		30	
	50-60		26		28		32				30	28	28
MS	10-20								34				
	30-40		30			30	30	30					
	40-50		28		30	28				28	30		
	50-60	30		28								28	

Regiões do Brasil

N	S	O	L	NE	NO	SE	SO	CE	TD
---	---	---	---	----	----	----	----	----	----

	RH %	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
MG	10-20										34		
	20-30										32		
	30-40								28		30		30
	40-50		28			30		28				28	
	50-60	30	26		28								28
PA	30-40							30					
	40-50					28		32		28			
	50-60	30				32	32			32	30	28	28
PB	20-30										32		
	30-40											30	30
	40-50			30				30		28		30	
	50-60			28		28					30		
PR	40-50		28			28						30	
	50-60	30	26		28								
PE	20-30										32		34
	30-40								28		30	30	30
	40-50	30		30				30			30		
	50-60		26		28		28						28
PI	20-30								32	34	32		34
	30-40							30	32	30		30	30
	40-50				30	28	30					30	
	50-60				28	30	30						
RN	40-50					28		30				30	
	50-60			28							30		
RS	30-40		30									30	
	40-50		28									30	
	50-60				28								
RJ	40-50	30		30									30
	50-60	30	26		28								
	30-40								32	30			
RO	40-50						32	32					
	50-60				28		32						
	40-50			30								30	30
RR	50-60	30	26		28							28	28
	30-40		30										
SC	40-50		28									30	
	50-60	30	26		28							28	
	30-40					30	30	30	28				30
SP	40-50		28		30	28				28	30	30	
	50-60	30	26		28							28	
	30-40												

Regiões do Brasil

N	S	O	L	NE	NO	SE	SO	CE	TD
---	---	---	---	----	----	----	----	----	----

	RH %	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
SE	30-40										30		
	40-50	30											30
	50-60										30		
TO	20-30								32	34	32		
	30-40						30		32		30		
	40-50					28	32					30	30
	50-60										28		28
TM	20-30										32		
	30-40					30	30		28	30			
	40-50		28		30								
	50-60											28	

Regiões do Brasil

N	S	O	L	NE	NO	SE	SO	CE	TD
---	---	---	---	----	----	----	----	----	----

As cores registradas na Tab.5.2 são referentes às regiões de cada Estado, e são identificadas pelo diagrama no final da Tab.5.2

Tomando como exemplo na Tab.5.2 o estado do Tocantins, no mês de maio nas regiões central e sul as condições climáticas são de 28°C e umidade relativa entre 40 e 50%. Entrando com esses valores no modelo matemático, temos como valores de saída temperatura e umidade relativa de 20,8°C/69,3% para valores de entrada de 28°C/40%; saída de 21,5°C/71,6% para entrada de 28°C/45%; saída de 22,2°C/73,6% para entrada de 28°C/50%. Considerando que a temperatura do ar no recinto tem um aumento médio de 4°C, os valores das temperaturas de saída proporcionarão no recinto as temperaturas de 24,8/25,5/26,2°C.

As condições climáticas do recinto 24,8°C/69,3% e 25,5°C/71,6% analisadas na Fig.1.4, avalizam o uso do resfriamento evaporativo sem ressalvas naquelas regiões do Tocantins no mês de maio. Por esse motivo, na Tab.5.3, essas condições climáticas estão sombreadas de verde.

Já na condição 26,2°C/73,6% existe reservas quanto à utilização do resfriamento evaporativo, por exemplo, maior vazão de ar, razão do sombreamento laranja na Tab.5.3.

Aplicando no modelo matemático os valores da temperatura e da umidade relativa do ar de entrada no painel, selecionados na Tab.5.2, calcula-se a temperatura e a umidade relativa de saída no painel.

A Tabela 5.3 informa a temperatura e a umidade relativa na saída do painel, considerando uma pressão atmosférica média de 90 kPa, uma efetividade média do painel de 72,7% e a vazão de 3440 m³/h. Para calcular as condições de saída de um painel específico, entrando com a

pressão atmosférica local, a efetividade e a vazão do painel, o modelo fará o cálculo sem problema.

Considerando que a temperatura do recinto varia entre 3 a 5°C acima da temperatura do ar de saída do painel (Manual Técnico Basenge, pg.6), pode-se re-analisar a utilização desse sistema evaporativo nas regiões, comparando as Tabs.5.2 e 5.3.

Tabela 5.3 – Potencial de uso do resfriamento evaporativo em função da temperatura e da umidade relativa do ar calculadas para a saída do painel

Temperatura Entrada °C	26		28		30		32		34	
	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%	°C	%
HR Entrada %										
10									19,6	49,8
15									21,0	54,0
20							20,6	57,8	22,1	57,8
25							21,5	61,1	23,1	61,1
30			19,3	64,0	20,9	64,1	22,5	64,1	24,1	63,5
35			20,1	66,8	21,7	66,8	23,3	66,7		
40			20,8	69,3	22,5	69,2	24,2	69,1		
45			21,5	71,6	23,3	71,4	24,9	71,1		
50	20,5	73,7	22,2	73,6	23,9	73,4	25,7	73,0		
55	21,1	75,7	22,9	75,5	24,7	75,2	26,5	74,7		
60	21,7	77,5	23,5	77,2	25,3	76,8	27,2	76,1		
	Usar sem ressalvas		Usar com ressalvas				Não usar			

Nas regiões marcadas na Tab.5.2 onde as condições de temperatura e umidade relativa calculadas pelo modelo matemático se encontram dentro da faixa sombreada na cor verde na Tab.5.3, o sistema evaporativo proporciona condições de conforto, de acordo com a Fig.1.4, podendo ser utilizado sem reservas.

Nas regiões marcadas na Tab.5.2 onde as condições de temperatura e umidade relativa calculadas pelo modelo matemático se encontram dentro da faixa sombreada na cor laranja claro na Tab.5.3, o sistema evaporativo a ser usado deverá ter uma grande vazão de ar, para poder proporcionar as condições de conforto.

Nas regiões marcadas na Tab.5.2 onde as condições de temperatura e umidade relativa

calculadas pelo modelo matemático se encontram dentro da faixa sombreada na cor vermelho na Tab.5.3, o sistema evaporativo não proporcionará condições de conforto.

Comparando as regiões selecionadas na Tab.5.2 com as condições climáticas calculadas pelo modelo matemático e informadas na Tab.5.3, redefinimos a nova configuração mensal regional onde o sistema evaporativo pode ser utilizado, informada na Tab.5.4.

Tabela 5.4 – Mapeamento regional do potencial da utilização do resfriamento evaporativo no Brasil

	JAN	FEV	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
AC												
AL												
AP												
AM												
BA												
CE												
DF												
ES												
GO												
MA												
MT												
MS												
MG												
PA												
PB												
PR												
PE												
PI												
RN												
RS												
RJ												
RO												
RR												
SC												
SP												
SE												
TO												
TM												

Regiões do Brasil

N	S	O	L	NE	NO	SE	SO	CE	TD
---	---	---	---	----	----	----	----	----	----

Exemplificando o estado de Tocantins na Tab.5.4, o sistema evaporativo tem potencial de ser utilizado nas regiões central e sul no mês de maio, nas regiões oeste/sudoeste/central/leste no mês de novembro, e em todo o Estado nos meses de junho/julho/agosto/setembro/outubro/dezembro.

CAPÍTULO VI

CONCLUSÕES

6.1 Considerações Preliminares

O primeiro objetivo desta dissertação foi fundamentar os conhecimentos da psicrometria aplicada em sistemas evaporativos.

Procurou-se ter contato com todas as pesquisas sobre este assunto, além é claro, de se fazer uma ampla revisão bibliográfica, antes de realmente ser traçado um rumo ao presente estudo.

Muito se tem estudado sobre o resfriamento evaporativo, na maioria desses estudos está sendo focado modelos matemáticos e aplicações específicas. Então resolveu-se trabalhar sobre a aplicabilidade desse sistema no Brasil, mapeando as regiões onde o mesmo poderia ser bem aproveitado.

Para se realizar tal mapeamento houve a necessidade de desenvolver um modelo matemático que auxiliasse a simular ensaios localizados e aproveitar os valores simulados para analisar o potencial de utilização de sistemas evaporativos no Brasil.

Estudou-se alguns modelos obtidos na literatura e dentre todos escolheu-se aquele que melhor poderia ser adaptado ao presente trabalho, reescrevendo-o para sua validação.

Os ensaios foram realizados no período de 4 a 13.10.2005, adquirindo os dados todos os dias em intervalos de trinta minutos durante o dia todo.

A validação do modelo mostrou erros percentuais muito pequenos, menores que 7,5%, mas seria possível adquirir melhores resultados se algumas providências fossem tomadas na

aquisição dos dados, como por exemplo, ter protegido os sensores de temperatura da influência da radiação solar.

Principalmente na aquisição dos dados da umidade relativa, os erros foram maiores porque sua leitura foi realizada em um ponto específico, e não em vários pontos, onde se poderia ter uma média das leituras, como foi feito com a temperatura.

A sobreposição da temperatura e da umidade relativa nos mapas climáticos talvez possa ter ficado um pouco prejudicada, visto que praticamente só duas fontes confiáveis são disponíveis, o INPE e o INMET, e os dados não são os mesmos. Optou-se pelos mapas do INMET.

Na simulação das condições climáticas de entrada do ar no painel pelo modelo matemático, gerando as condições climáticas de saída do ar no painel, forneceu-se uma pressão atmosférica média e a maior vazão de ar do resfriador ensaiado, objetivando a não dispersão de resultados, ou seja, centrando nos principais parâmetros. Antes de tomar tal decisão, realizou-se simulações alterando tanto a vazão como a pressão atmosférica, e os resultados apresentados mostravam um erro menor que 1%, que consideramos desprezível.

Apesar de se relatar os conceitos e dados sobre o conforto térmico, não é objetivo deste estudo a preocupação do conforto térmico. O objetivo é o mapeamento das regiões favoráveis à instalação dos sistemas evaporativos.

Nessa dissertação procurou-se identificar as regiões do Brasil com potencialidade para a utilização de sistemas de resfriamento evaporativo direto de painel.

6.2 Considerações Finais

Observou-se na Tab.5.4 que os estados da Bahia, Ceará, Goiás, Mato Grosso, Mato Grosso do Sul, Minas Gerais, Paraíba, Pernambuco, Piauí, São Paulo, Tocantins e o Triângulo Mineiro, têm um potencial anual muito grande de utilização do resfriamento evaporativo em algumas de suas regiões.

Já os estados do Sergipe, Santa Catarina, Roraima, Rio Grande do Sul, Espírito Santo, Amazonas, Amapá, Alagoas e Acre, têm um potencial anual pequeno para utilização do resfriamento evaporativo, representando 25%.

Aproximadamente 70% dos estados brasileiros têm potencial para a utilização de sistemas evaporativos direto de painel, em mais da metade do ano. São estados com grandes densidades populacionais, representando um mercado comercial muito bom, que não está sendo aproveitado com eficiência, muito em função do preconceito de arquitetos e projetistas em relação aos sistemas evaporativos, e também pela não conscientização destes com o conforto térmico que as construções deveriam proporcionar.

Os meses de abril até dezembro, com uma pequena queda em junho, são aqueles com as maiores incidências de aproveitamento do sistema evaporativo durante o ano nos estados, com uma concentração maior ainda nos meses de setembro a dezembro.

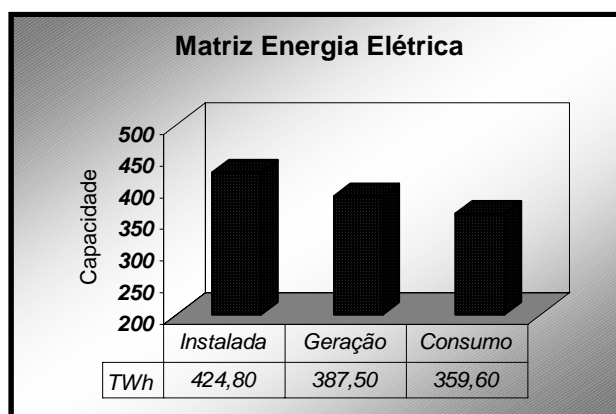


Figura 6.1 – Matriz da energia elétrica no Brasil em 2004

Assim, além de quase 70% dos estados, temos nos mesmos aproximadamente 75% do ano com condições climática favoráveis à utilização de sistemas evaporativos.

A Figura 6.1 informa a matriz de energia elétrica do Brasil em 2004, com foco na capacidade instalada, na geração e no consumo (www.mme.gov.br/sinopsedobalançoenergéticobrasileiro2005).

A Figura 6.2 discretiza o consumo de energia elétrica no Brasil em 2004 nos setores industrial, comercial, residencial e outros (www.mme.gov.br/sinopsedobalançoenergéticobrasileiro2005).

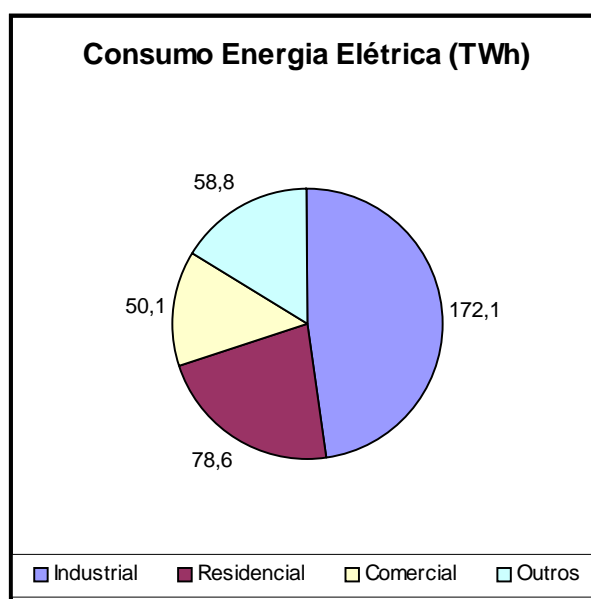


Figura 6.2 – Consumo de energia elétrica por setor

A Figura 6.3 informa a participação do consumo de energia elétrica na ventilação, ar condicionado e refrigeração (VACR), no total do consumo de energia elétrica verificado nos setores comercial e residencial.

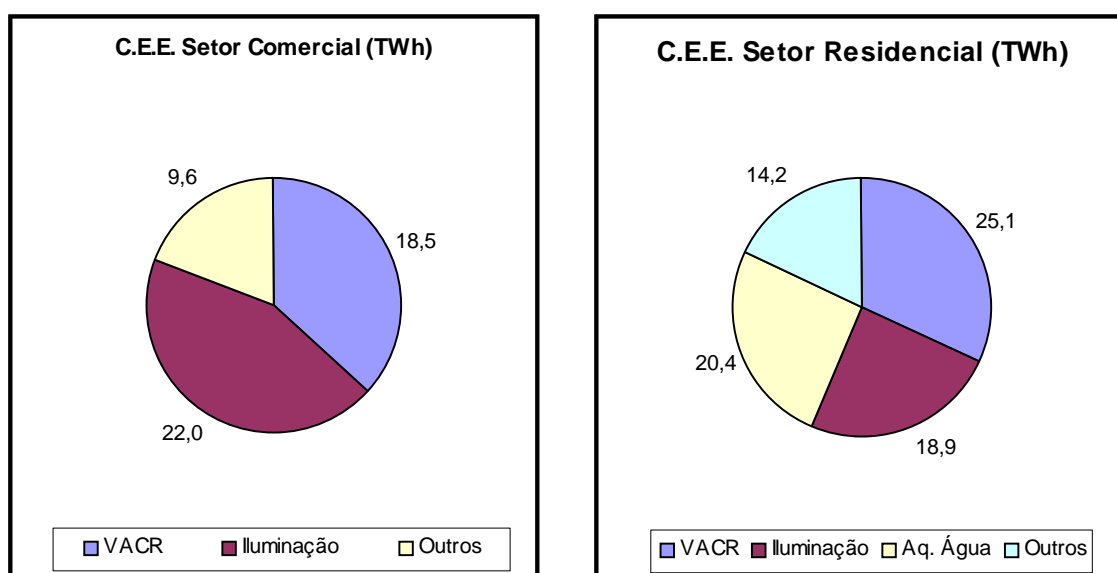


Figura 6.3 – Consumo de energia elétrica com VACR nos setores comercial e residencial

Os valores informados na Fig.6.3 correspondem aos percentuais de participação do VACR, nos setores comercial e residencial, registrados no relatório do MME/PROCEL-2002, aplicados sobre o registro de consumo informado na Fig.6.2.

Considerando o estudo realizado por Brown (1991), afirmando que o uso de sistemas evaporativos direto de painel reduz o consumo anual de energia elétrica em 15,1% e, com sistemas evaporativos indireto de painel a redução é de 38,6%, pode-se estimar uma diminuição razoável no consumo de energia elétrica com VACR aumentando o número de sistemas evaporativos instalados no Brasil.

Como não foram obtidos dados informativos sobre a participação de sistemas de ar condicionado no consumo de energia elétrica, não foi possível avaliar o valor real de “TWh” que poderia ser economizado com o incremento de sistemas evaporativos instalados no Brasil.

6.3 Recomendações

Neste trabalho foi possível identificar alguns parâmetros dos sistemas de resfriamento evaporativo passíveis de serem trabalhados em futuros estudos, quais sejam :

- influência do comprimento ótimo do canal do painel no desempenho térmico do resfriador;
- influência da velocidade do fluxo de massa do ar pelo painel no desempenho térmico do resfriador;
- um comparativo entre sistemas direto e indireto quanto ao rendimento térmico e ao consumo de energia elétrica;
- estudo do comportamento da temperatura da água do reservatório de resfriadores evaporativos de painel;
- fazer um estudo mais detalhado do potencial de economia de energia elétrica devido ao aumento de instalações de sistemas evaporativos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGUIAR, R.M., 2001, “Umificação Busca seu Espaço”, Revista do Frio, pp.37.
- BAIRD, C.D., BUCKLIN, R.A., WATSON, C.A. and CHAPMAN, F.A., 1993, “Evaporative Cooling System for Aquacultural Production”, Florida Cooperative Extension Service, University of Florida.
- BROWN, W.K. and WATT, J.R., 1997, “Evaporative Air Conditioning Handbook”, 3d Edition, pp. 12-42, USA.
- CAMARGO, J.R. and EBINUMA, C.D., 2001, “Resfriamento Evaporativo: Poupança de Energia e o Meio Ambiente”, Jornada de Iniciação Científica e de Pós-Graduação, UNESP-FEG, Guaratinguetá-SP, Brazil.
- CAMARGO, J.R. and EBINUMA, C.D., 2002, “A Mathematical Model for Direct and Indirect Evaporative Cooling Air Conditioning Systems”, Procedente do IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Caxambu-MG, Brazil.
- CAMARGO, J.R., 2001, “Resfriamento Evaporativo”, Revista Sul Ambiental, Nº 04, pp. 26-27.
- CASTRO, W.P. de., 2003, “Sistemas de Climatização por Resfriamento Evaporativo”, Projeto de Graduação-UnB, Brasília-DF, Brazil.
- CIOCCI, M.V., 2002, “Reflexos do Excesso de Calor na Saúde e na Redução da Produtividade”, Add Electronics, São Paulo, Brazil.
- DOWDY, J.A. and KARABASH, N.S., 1987, “Experimental Determination of Heat and Mass Transfer Coefficients in Rigid Impregnated Cellulose Evaporative Media”, ASHRAE Transactions, part2, Vol.93, pp.382-395
- FANGER, P.O., 1970, “Thermal Comfort”, McGraw-Hill Book Company, New York, USA.
- FILHO, U.B., 1997, “Resfriamento Evaporativo Direto e Indireto para Conforto ambiental na Região Centro-Oeste”, Projeto de Graduação-UnB, Brasília-DF, Brazil.
- GONÇALVES, A.A., 1971, “Metrologia”, pp.5.8-6.18.
- HUMPHREYS, M.A., 1976, “Field Studies of Thermal Comfort Compared and Applied”, Building Services Engineer, Watford, England, pp. 5-27.

- JOUDI, K.A. and MEHDI, S.M., 2000, "Application of Indirect Evaporative Cooling to Variable Domestic Cooling Load", *Energy conversion & Management*, Vol. 41, pp. 1931-1951.
- JOURNAL AWWA, 1998, Vol. 90, N° 4.
- KAYS, W.M. and LONDON, A.L., 1964, "Compact Heat Exchangers", 2d ed., Ed. MacGraw-Hill, New York, USA.
- LAMBERTS, R., LOMARDO, L.L.B., AGUIAR, J.C., and THOMÉ, M.R.V., 1996, "Eficiência Energética em Edificações: Estado da Arte", Ministério de Minas e Energia, Eletrobrás, Procel, Rio de Janeiro, Brazil, 104 p.
- NASA, "Compendium of Human Responses to the Aerospace Environment", Report CR-1205, Vol. 1.
- NICOL, F.A., 1993, "Handbook for Field Studies Toward an Adaptive Model", University of East London, London, England.
- PIMENTA, J.M.D and CASTRO, W.P, 2003, "Analysis of Different Applications of Evaporative Cooling Systems", Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM 2003, São Paulo, Brazil.
- PIMENTA, J.M.D and CASTRO, W.P, 2004, "Heat and Mass Transfer Modeling for Commercial Evaporative Panels Simulations", Proceedings of the 18th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM 2004, Belem, Brazil.
- POSTIGO, J.B., 1999, "La Climatización Evaporativa", *Revista Energía*, pp. 81-83.
- RORIZ, M., 2000, "Potencial de uso da Refrigeração Evaporativa no Estado de São Paulo", NUTAU'2000 – Tecnologia e Desenvolvimento, São Paulo, Brazil.
- SILVA, A.C.S.B. da, CUNHA NETO, J.A.B. da, LAMBERTS, R., 2002, "Modelo de Evaporação de Sprays em Escoamento Livre", Proceedings of the 9th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences.
- SILVA, C.A., 2000, "Modelling and Experimental Validation of Direct Contact Cooling Towers", Tese de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Faculty of Applied Sciences, University of Liège, Belgium.
- SILVA, C.A., 2004, "The Climate Influence on the HVAC System Project", Faculty of Applied Sciences, University of Liège, Belgium.
- SOUZA, M.G. de, 2001, "Umificação Busca seu Espaço", *Revista do Frio*, pp. 36.

- SOUZA, M.G. de, PÉREZ, J.C.N., 2002, “Resfriamento Evaporativo de Ar”, *Revista do Frio*, pp. 46-53.
- SUMATHY, K. and DAI, Y.J., 2002, “Theoretical Study on a Cross-Flow Direct Evaporative Cooler using Honeycomb Paper as Packing Material”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, pp. 1417-1430.
- TAN, K. and DENG, S., 2002, “A numerical Analysis of Heat and Mass Transfer Inside a Reversibly used Water Cooling Tower”, Department of Building Services Engineering, The Hong Kong Polytechnic University, Kowloon, Hong Kong SAR, China.
- THEPA, S., KIRTIKARA, K., HIRUNLABH, J. and KHEDARI, J., 1999, “Improving indoor Conditions of a Thai-Style Mushroom House by Means of an Evaporative Cooler and Continuous Ventilation”, *Renewable Energy*, Vol. 17, pp. 359-369.
- TORREIRA, R.P., 2003, “Refrigeração: Teoria e Prática”, *Revista do Frio*, pp. 58-61.
- XAVIER, A.A. de P., 1999, “Condições de Conforto Térmico para Estudantes de 2º Grau na Região de Florianópolis”, *Dissertação de Pós-Graduação em Engenharia Civil-UFSC*, Florianópolis-SC, Brazil.

ANEXO I

Dados Coletados e Metodologia para Cálculo das Velocidades e Vazões

Tabela AI.1 – Velocidade do ar

2,11	2,69	2,69	1,92
2,76	0,86	0,86	2,35
2,55	0,16	0,26	2,49
1,93	2,05	2,05	2,13

Tabela AI.2 – Velocidade do ar

2,40	2,60	2,60	1,82
2,70	0,84	0,84	2,40
2,65	0,52	0,70	2,75
2,10	1,92	1,92	1,82

A Tabela AI.1 informa os valores da velocidade do ar [m/s], no dia 04.10 às 16h00, na menor rotação, nas 16 secções em que foi dividida a grelha de saída do ar do resfriador evaporativo.

A Tabela AI.2 informa os valores da velocidade do ar [m/s], no dia 04.10 às 18h30, na menor rotação, nas 16 secções em que foi dividida a grelha de saída do ar do resfriador evaporativo.

Tabela AI.3 – Velocidade do ar

3,25	4,62	3,40	4,20
4,50	1,80	1,40	4,10
4,18	2,60	1,80	4,20
3,10	3,60	3,15	3,80

Tabela AI.4 – Velocidade do ar

3,53	4,32	4,10	2,65
4,65	1,00	1,00	4,00
4,30	2,36	1,30	4,16
3,25	3,50	3,38	3,68

A Tabela AI.3 informa os valores da velocidade do ar [m/s], no dia 05.10 às 10h30, na rotação média, nas 16 secções em que foi dividida a grelha de saída do ar do resfriador evaporativo.

A Tabela AI.4 informa os valores da velocidade do ar [m/s], no dia 05.10 às 17h30, na rotação média, nas 16 secções em que foi dividida a grelha de saída do ar do resfriador evaporativo.

Tabela AI.5 – Velocidade do ar

4,30	5,76	5,37	3,50
5,82	2,66	1,80	5,29
5,42	2,20	1,66	5,58
4,35	4,32	4,84	3,66

Tabela AI.6 – Velocidade do ar

4,60	5,47	5,62	3,30
5,80	1,98	1,86	5,32
5,55	2,20	1,94	5,57
4,08	4,41	5,21	4,29

A Tabela AI.5 informa os valores da velocidade do ar [m/s], no dia 06.10 às 11h15, na alta rotação, nas 16 secções em que foi dividida a grelha de saída do ar do resfriador evaporativo.

A Tabela AI.6 informa os valores da velocidade do ar [m/s], no dia 06.10 às 16h15, na alta rotação, nas 16 secções em que foi dividida a grelha de saída do ar do resfriador evaporativo.

Metodologia para calcular a vazão de ar do resfriador evaporativo

Devido à interferência da malha de termopar no centro da grelha de saída do ar do resfriador na leitura da velocidade de saída do ar, os valores sombreados no centro das tabelas não foram considerados no cálculo.

A grelha de saída do ar do resfriador é quadrada com lado no valor de 44 cm.

Foi realizada a leitura das velocidades no período da manhã e no período da tarde, para verificar se haveria uma variação muito grande nos valores, devido às condições climáticas. A variação nos valores calculados foi pífia.

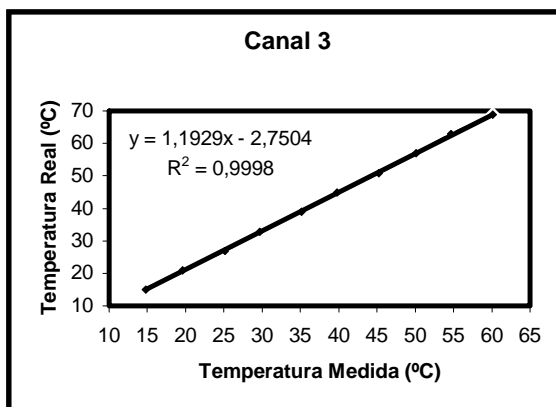
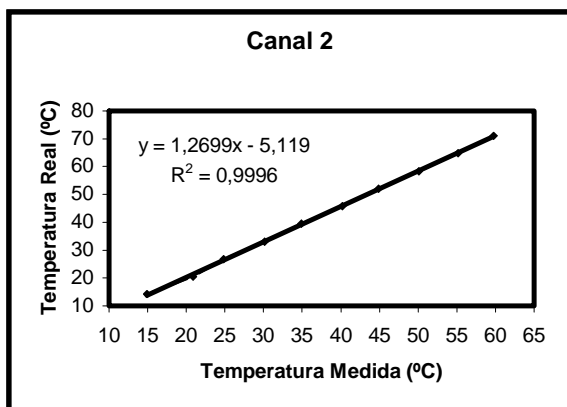
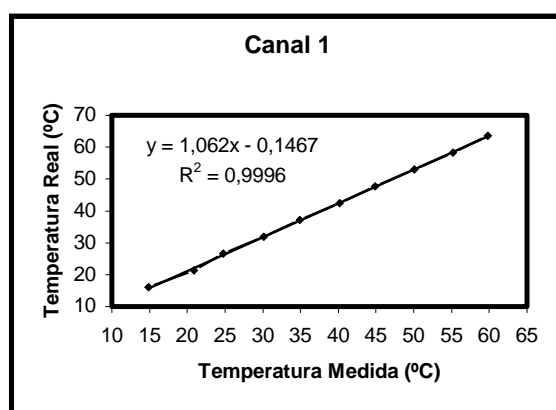
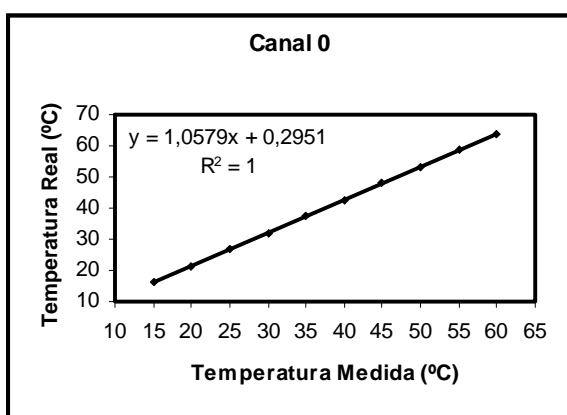
Calcula-se a média das 12 leituras realizadas das velocidades em cada período, de posse da média, multiplica-a pelo valor da área total da grelha de saída de ar do resfriador, obtendo-se a vazão média de ar na unidade [m³/s].

Multiplica-se a vazão média de ar obtida acima por 3600 e obtém-se a vazão média do ar de saída do resfriador na unidade [m³/h].

Dessa forma chegamos aos valores informados na Tab.4.4.

ANEXO II

Calibração dos Termopares



ANEXO III

Modelo Matemático

"Dados Geométricos do Painel"

$l = 0,1524$ { [m] espessura do painel }
 $A_{sv} = 400,0$ { [m²/m³] área da superfície úmida por unidade de volume do painel
(parâmetro do painel de celulose) }
 $1/l_e = A_{sv}$ { comprimento característico do escoamento no painel }
 $H = 0,06$ { [m] altura e largura do painel }
 $A_{sr} = H * H$ { [m²] área da seção reta do painel }
 $A_{up} = 2 * A_{sr}$ { [m²] área úmida por placa de painel }
 $A_{su} = A_{sv} * (l * A_{sr})$ { [m²] área úmida de todo painel }
 $N = \text{round}(A_{su}/A_{up})$ { número de placas }
 $V_{dot} = U * A_{sr}$ { [m³/s] Vazão de ar através do painel }
 $\delta = 4e-4$ { [m] espessura de uma placa do painel }
 $(l_c + \delta) * (N - 1) + \delta = l$ { distância entre duas placas de painel }

"Cálculo dos coeficientes h_M e h_H "

{ condições de entrada do ar }
 $U = 4,93$ { [m/s] velocidade da face do ar úmido }
 $P_{atm} = 0,925 * \text{convert}(\text{bar}; \text{Kpa})$ { [kPa] pressão atmosférica }
 $T_1 = 35$ { [°C] temperatura do ar }
 $\phi_1 = 0,4$ { umidade relativa }
 $T_{wb} = \text{WETBULB}(\text{Air}; H_2O; T = T_1; P = P_{atm}; R = \phi_1)$ { [°C] temperatura de bulbo úmido }

{ propriedades do ar seco na temperatura de filme }
 $T_f = (T_1 + T_2) / 2$ { [°C] temperatura de filme }
 $\mu = \text{VISCOSITY}(\text{Air}; T = T_f)$ { [kg/ms] viscosidade dinâmica }
 $k_a = \text{CONDUCTIVITY}(\text{Air}; T = T_f)$ { [W/mk] condutividade térmica }
 $\rho_a = \text{DENSITY}(\text{Air}; T = T_f; P = P_{atm})$ { [kg/m³] densidade do ar seco }
 $cp_a = 1000 * \text{CP}(\text{Air}; T = T_f)$ { [J/kgK] calor específico }
 $\alpha = k_a / (\rho_a * cp_a)$ { [m²/s] difusividade térmica }
 $D = 0,26 * 1e-4$ { [m²/s] coeficiente de difusão do vapor de água no ar }
 $Nu_a = \mu / \rho_a$ { [m²/s] viscosidade cinemática }

$Re = (U * l_e) / Nu_a$ { Número de Reynolds }
 $Pr = Nu_a / \alpha$ { Número de Prandtl }
 $Sc = Nu_a / D$ { Número de Schmidt }

{ correlações determinadas experimentalmente para esse tipo de painel (Dowdy e Karabash, 1987) }

$Nus = 0,1 * ((l_e/l)^{0,12}) * (Re^{0,8}) * Pr^{(1/3)}$ {Número de Nusselt}
 $Sh = 0,08 * ((l_e/l)^{0,12}) * (Re^{0,8}) * (Sc)^{(1/3)}$ {Número de Sherwood}

{coeficientes de transferência de massa e calor}
 $h_H = Nus * k_a / l_e$ {[W/m² K] coeficiente de transferência de calor}
 $h_M = Sh * D / l_e$ {[m/s] coeficiente de transferência de massa}

"Simulação da Transferência de Calor e Massa no Painel"

"transferência de calor"

$w_1 = HUMRAT(AirH2O; T=T_1; P=P_{atm}; R=phi_1)$
 $T_{wb} = 2,265 * ((1,97 + 4,3 * T_2 + 1e4 * w_2)^{0,5}) - 14,85$
 $cp_u = 1000 * CP(AirH2O; T=T_1; P=P_{atm}; R=phi_1)$
 $m_{dot_a} = rho_a * V_{dot}$
 $h_{v1} = 1000 * ENTHALPY(Water; T=T_1; x=1)$
 $h_{v2} = 1000 * ENTHALPY(Water; T=T_2; x=1)$
 $h_{vwg} = 1000 * ENTHALPY(Water; T=T_{wb}; x=1)$

"equação para calcular T_2"

$h_H * A_{su} * (T_2 - T_1) / \ln((T_2 - T_{wb}) / (T_1 - T_{wb})) = m_{dot_a} * (cp_a * (T_1 - T_2) + w_1 * (h_{v1} - h_{vwg}) - (HUMRAT(AirH2O; T=T_2; P=P_{atm}; B=T_{wb})) * (1000 * ENTHALPY(Water; T=T_2; x=1) - h_{vwg}))$

$c1 = T_2 - T_{wb}$

$c2 = T_1 - T_{wb}$

$DELTA_T = (c2 - c1) / \ln(c1 / c2)$

$q_{be} = m_{dot_a} * (cp_a * (T_1 - T_2) + w_1 * (h_{v1} - h_{vwg}) - w_2 * (h_{v2} - h_{vwg}))$

$q_s = m_{dot_a} * cp_u * (T_1 - T_2)$

$q_{lm} = -h_H * A_{su} * DELTA_T$

$epsilon = 100 * (T_1 - T_2) / (T_1 - T_{wb})$

"transferência de massa"

$m_{dot_e} = m_{dot_a} * (w_2 - w_1)$

$rho_{v1} = DENSITY(H2O; T=T_1; P=P_{atm})$

$rho_{v2} = DENSITY(H2O; T=T_2; P=P_{atm})$

$rho_{vw} = DENSITY(H2O; T=T_{wb}; P=P_{atm})$

$m_{dot_{e2}} = -h_M * A_{su} * (rho_{v2} - rho_{v1}) / \ln((rho_{v2} - rho_{vw}) / (rho_{v1} - rho_{vw}))$

$rho_w = DENSITY(Water; T=T_1; P=P_{atm})$

$w_{wb} = HUMRAT(AirH2O; T=T_{wb}; P=P_{atm}; B=T_{wb})$

$phi_2 = RELHUM(AirH2O; T=T_2; P=P_{atm}; W=w_2)$

"VALIDAÇÃO"

$w_{2m} = HUMRAT(AirH2O; T=T_{2m}; P=P_{atm}; R=phi_{2m})$
 $T_{wbm} = 2,265 * ((1,97 + 4,3 * T_{2m} + 1e4 * w_{2m})^{0,5}) - 14,85$
 $epsilon_m = 100 * (T_1 - T_{2m}) / (T_1 - T_{wbm})$
 $delta_{phi2} = 100 * \text{abs}(phi_{2m} - phi_2) / phi_{2m}$
 $delta_{T2} = 100 * \text{abs}(T_{2m} - T_2) / T_{2m}$
 $DELTA_{epsilon} = 100 * \text{abs}(epsilon_m - epsilon) / epsilon_m$

```
*****
```

```
"VALIDAÇÃO"
```

```
*****
```

```
COP=q_be/(P_vent+P_bb)
```

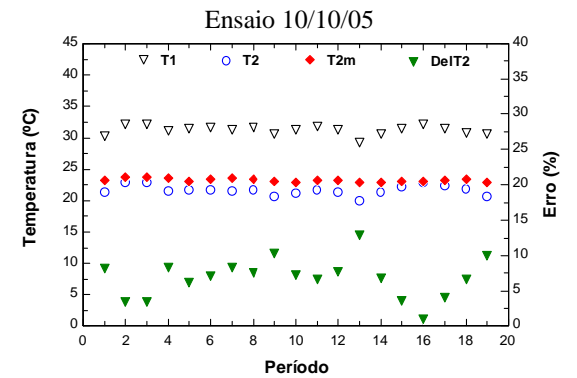
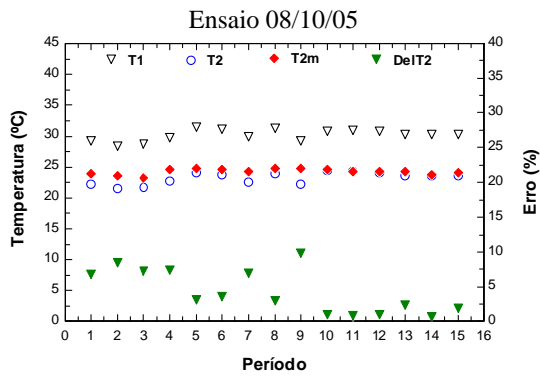
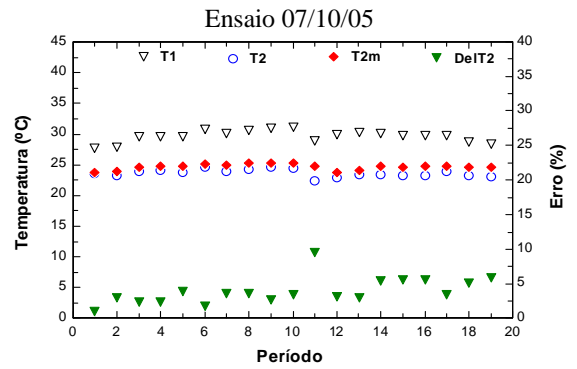
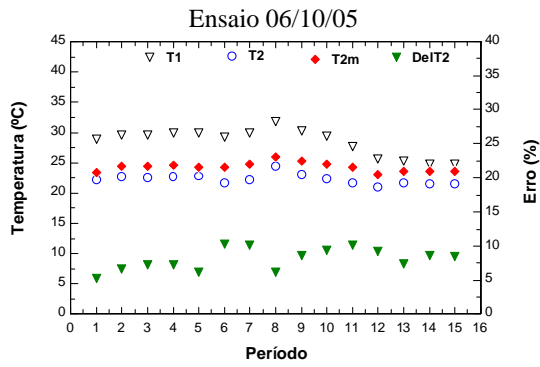
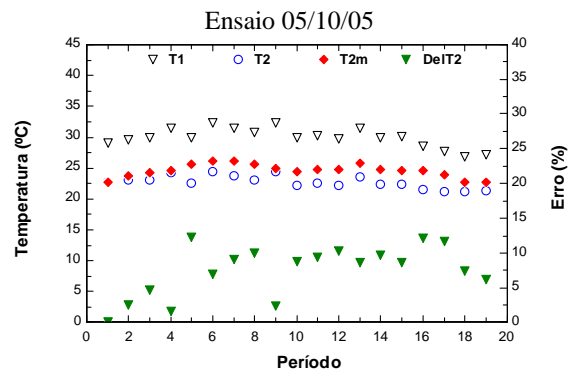
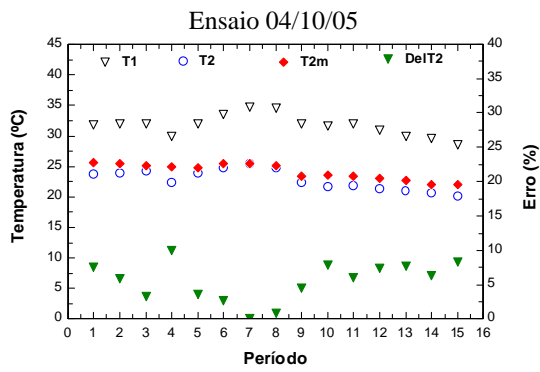
```
P_vent=170
```

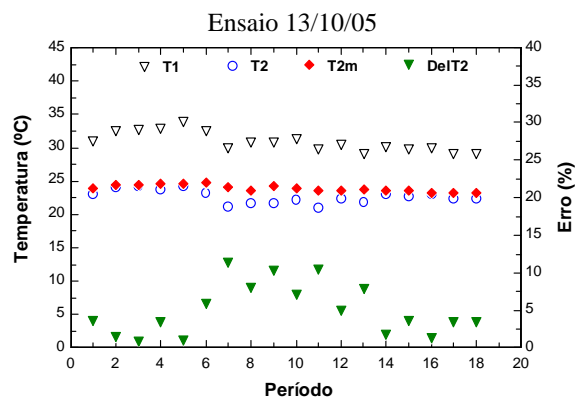
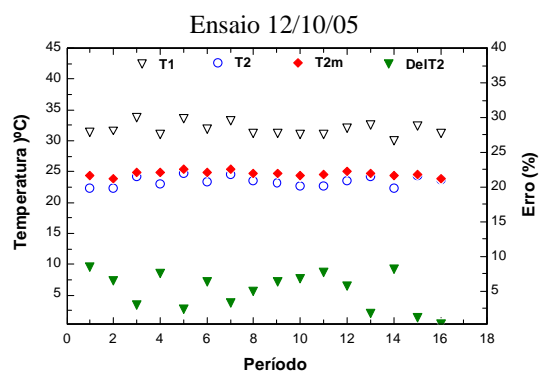
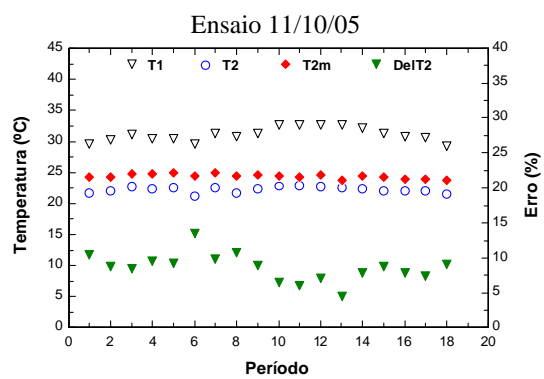
```
P_bb=30
```

p=período

ANEXO IV

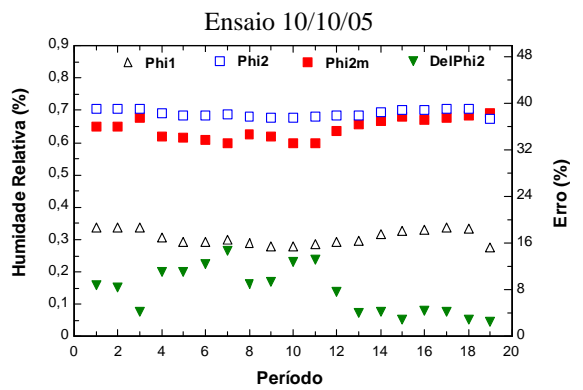
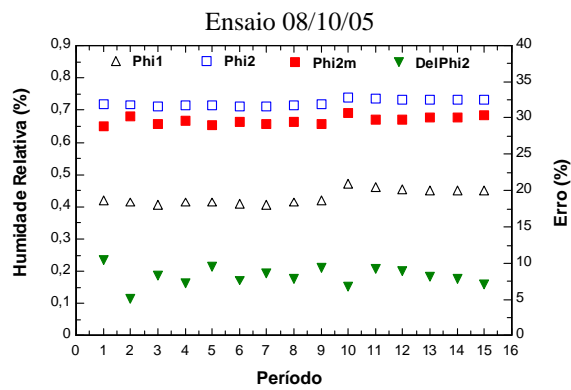
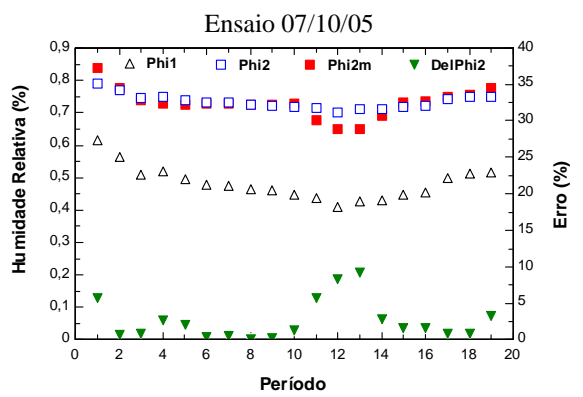
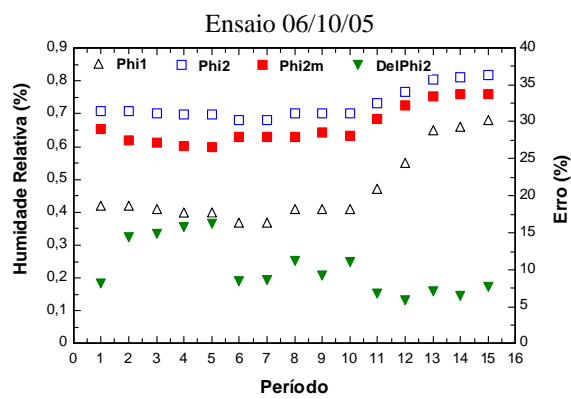
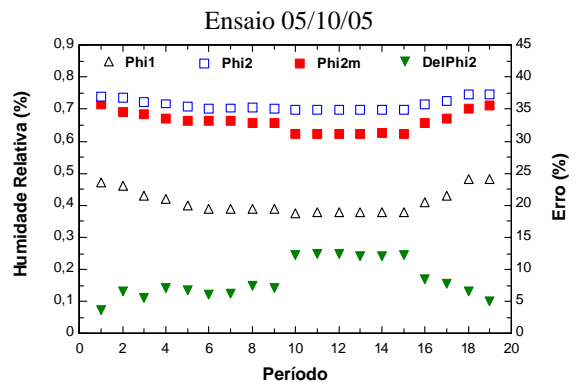
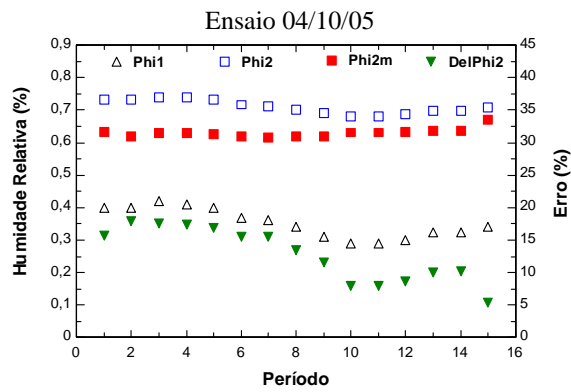
Gráficos das Temperaturas

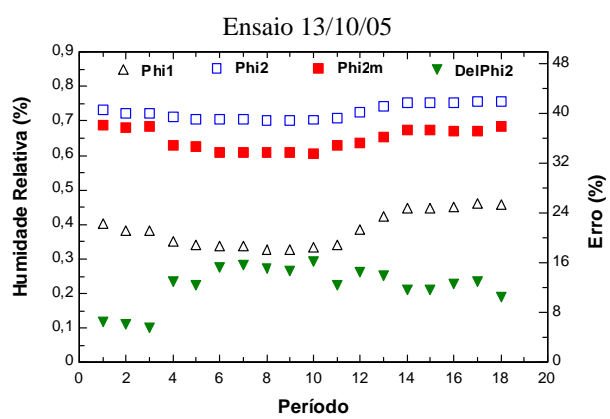
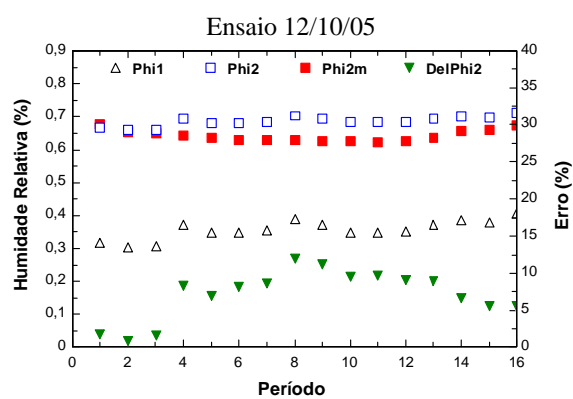
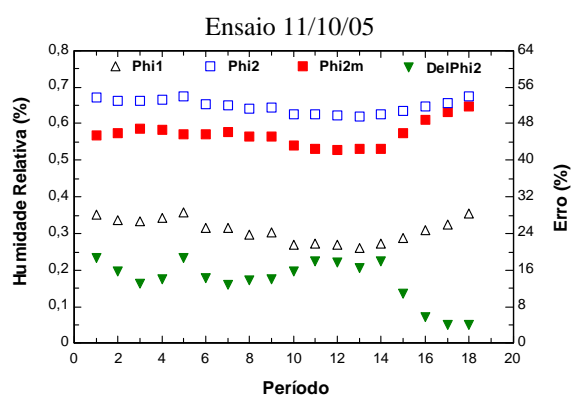




ANEXO V

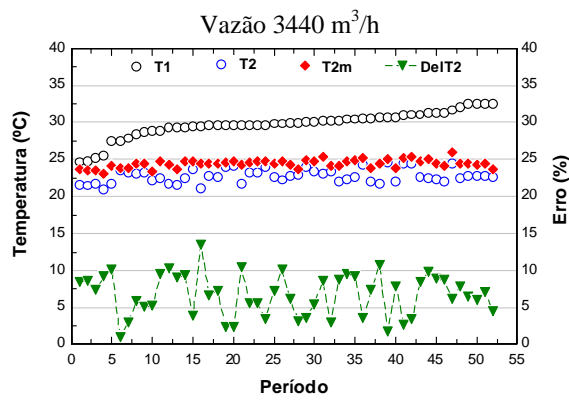
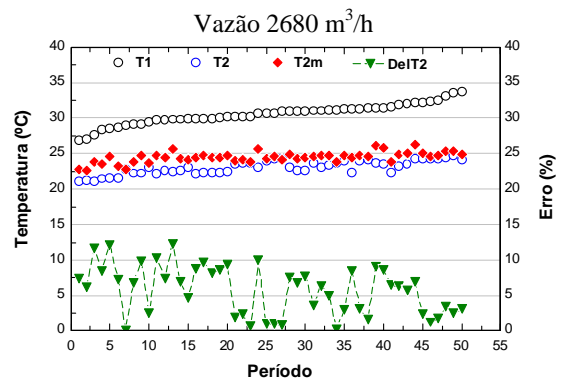
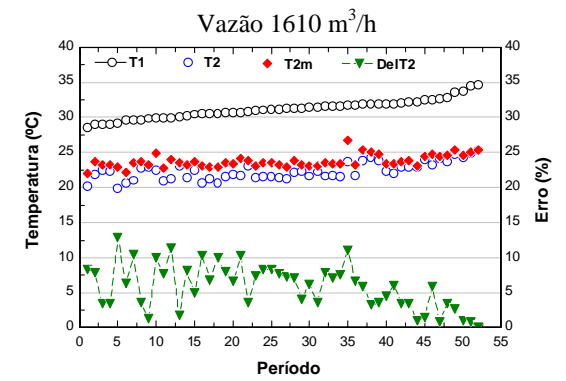
Gráficos das Umidades Relativas

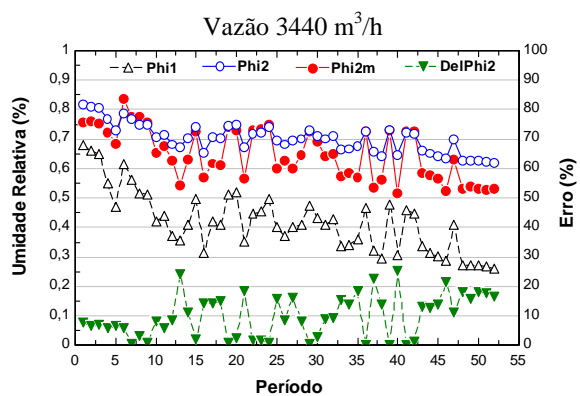
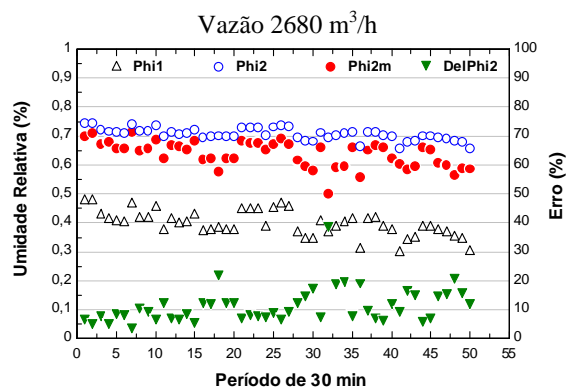
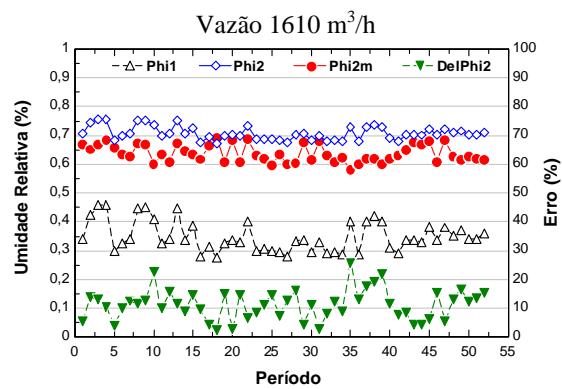




ANEXO VI

Gráficos Gerais das Temperaturas e das Umidades Relativas

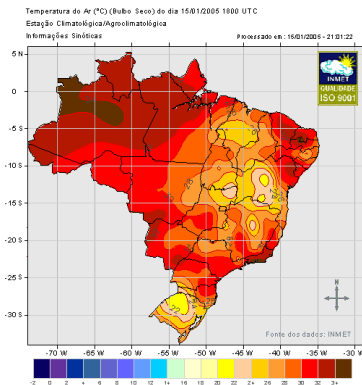




ANEXO VII

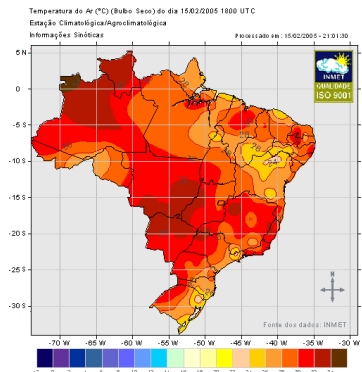
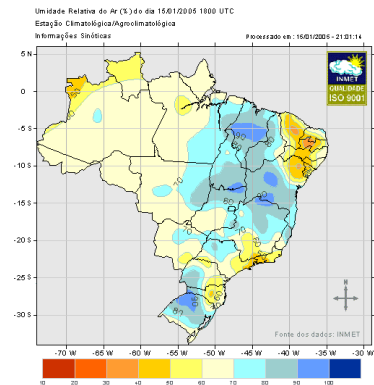
Mapas Climáticos do Brasil : Temperatura e Umidade Relativa

Temperatura

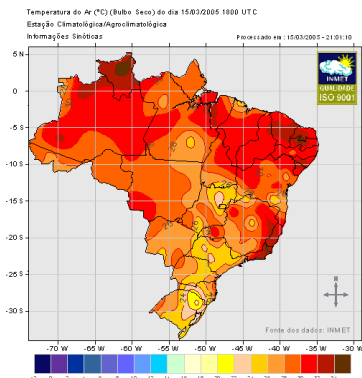
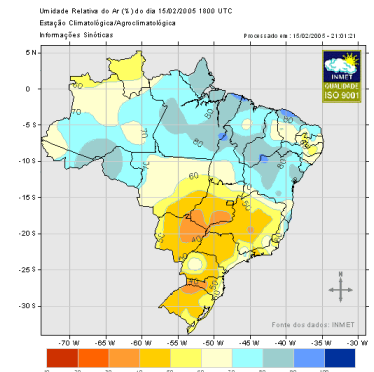


Janeiro

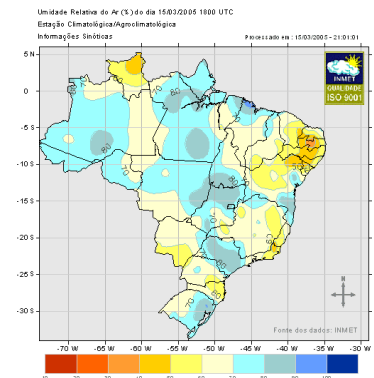
Umidade Relativa



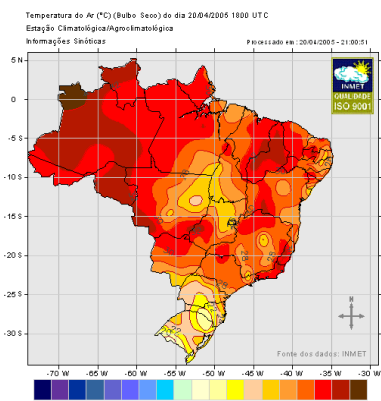
Fevereiro



Março :

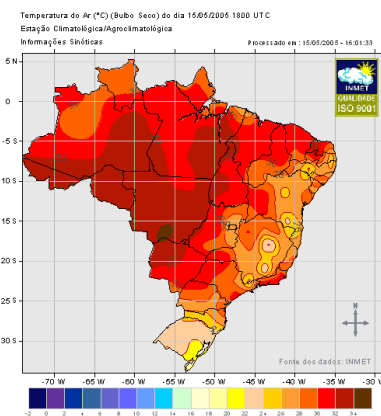
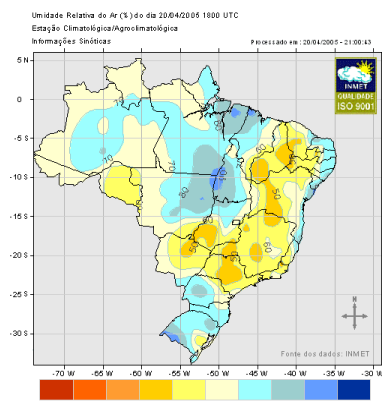


Temperatura

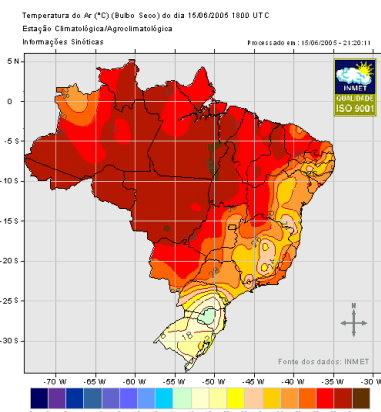
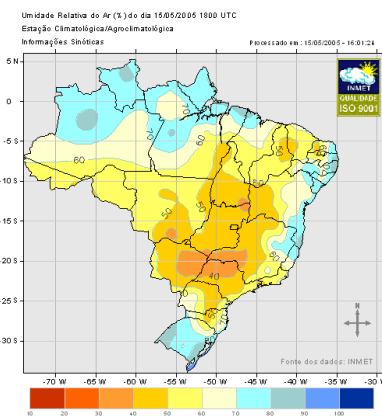


Abril

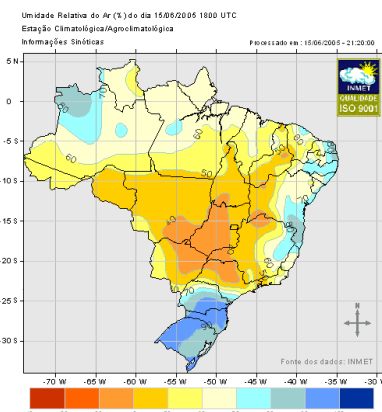
Umidade Relativa



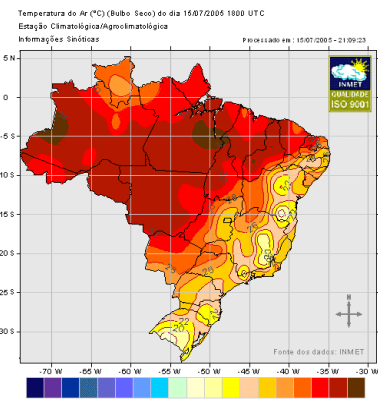
Maior :



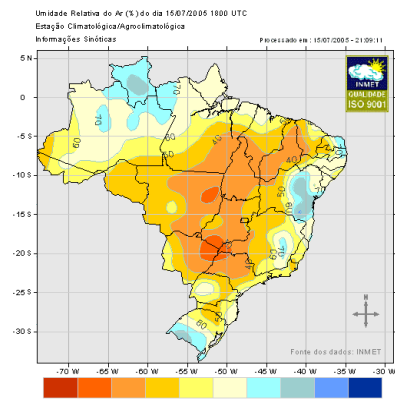
Junho :



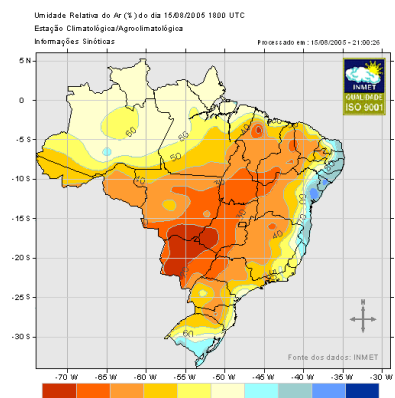
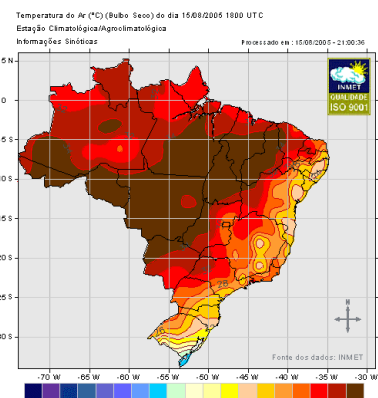
Temperatura



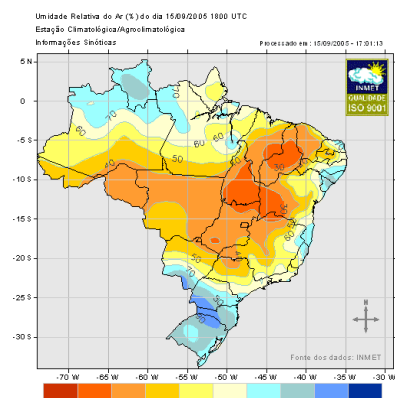
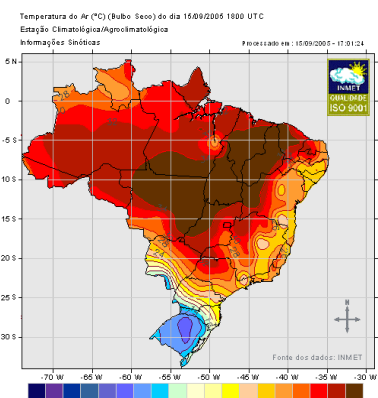
Umidade Relativa



Julho

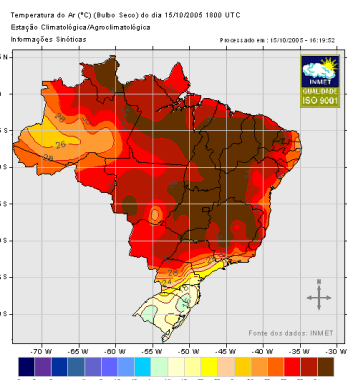


Agosto



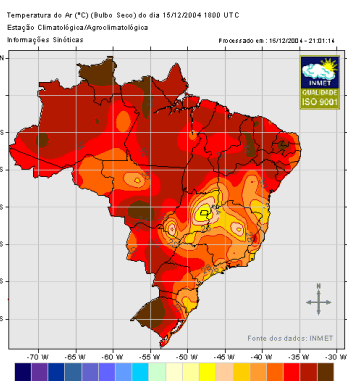
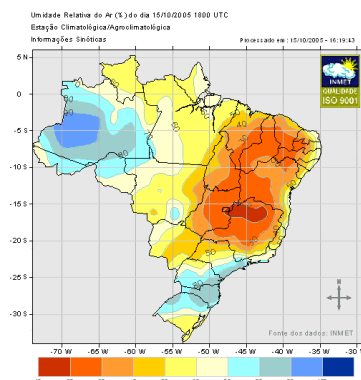
Setembro

Temperatura

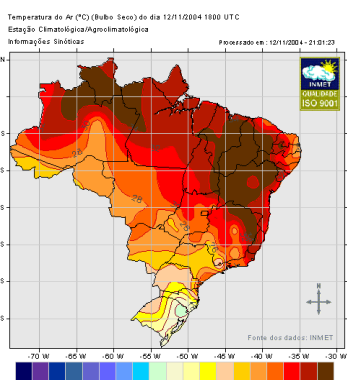
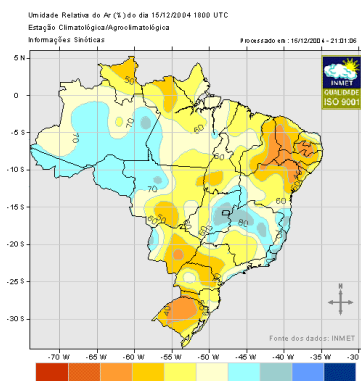


Outubro

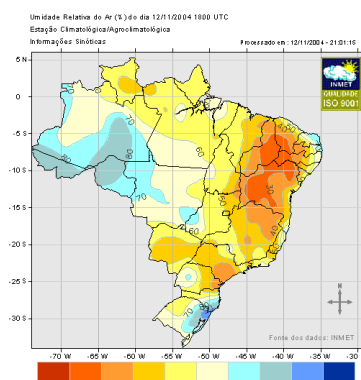
Umidade Relativa



Novembro



Dezembro



ANEXO VIII

Conceitos Fundamentais

AVIII.1 Psicrometria

A Psicrometria é o estudo das propriedades do ar, tais como temperatura, umidade, entalpia e ponto de orvalho.

Nas aplicações de ar condicionado o ar ambiente não é seco, mas uma mistura de ar seco e vapor de água. O ar seco é uma mistura de gases, que são considerados substâncias homogêneas a pressões e temperaturas usuais, diferentes do vapor de água, que se encontra saturado ou superaquecido nessas condições.

Os princípios da psicrometria são aplicados em assuntos relacionados, como o cálculo de carga térmica, sistemas de ar condicionado, serpentinas de desumidificação e resfriamento, torres de resfriamento e resfriadores evaporativos.

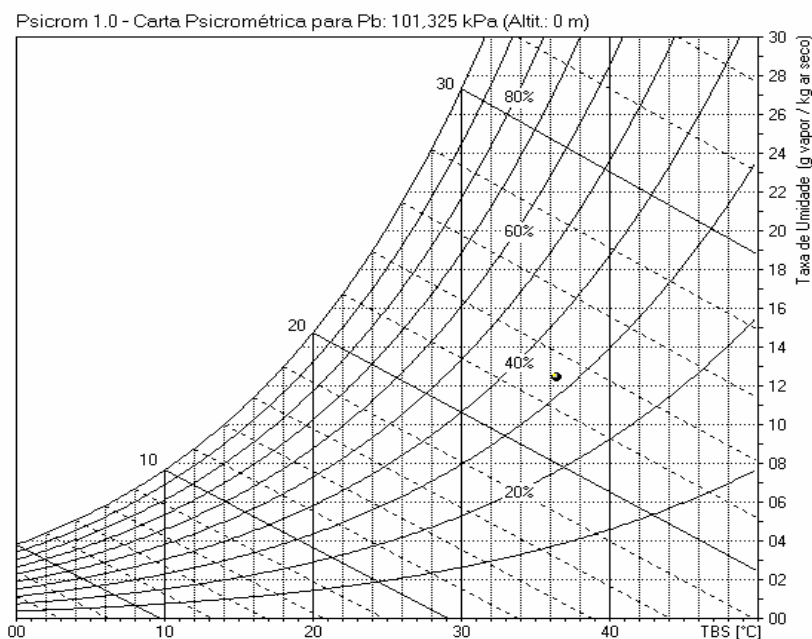


Figura AVIII.1 – Carta psicrométrica

As propriedades do ar ficam determinadas, claramente, em um diagrama chamado de “Carta Psicrométrica”, Fig. AVIII.1. Nesse diagrama, sinteticamente, definimos:

- Temperatura de Bulbo Seco (TBS) : é a temperatura do ar medida com um termômetro comum, identificada na Carta Psicrométrica conforme a Fig.AVIII.1.1;

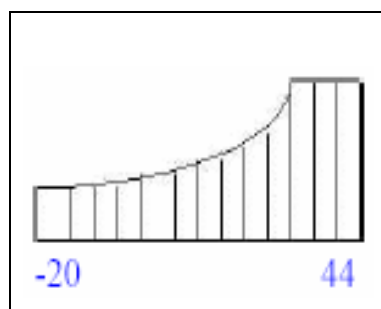


Figura AVIII.1.1 – Temperatura de bulbo seco

- Temperatura de Bulbo Úmido (TBU) : é a temperatura do ar medida com um termômetro comum, cujo bulbo de vidro foi coberto com uma gaze úmida, identificada na Carta Psicrométrica conforme a Fig.AVIII.1.2. A redução da TBU é inversamente proporcional à umidade do ar. A diferença entre a TBS e a TBU fornece a umidade relativa, através da Carta Psicrométrica;

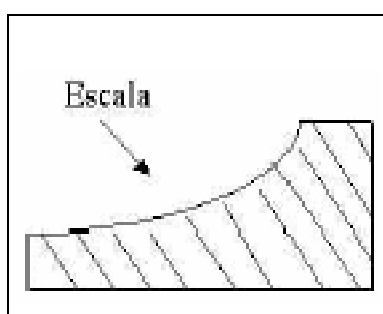


Figura AVIII.1.2 – Temperatura de bulbo úmido

- Entalpia: é a quantidade de energia interna em relação a um ponto de referência. A entalpia de uma mistura de ar seco e vapor de água é a soma das entalpias dos componentes;

- Calor Latente: aplicado ao ar, refere-se às modificações do conteúdo de umidade do ar, sem alteração de sua temperatura;
- Calor Sensível (CS): é o calor que aumenta a temperatura do ar sem alterar o conteúdo de umidade do ar. Na Carta Psicrométrica, uma alteração do CS é representada por uma linha de umidade constante (horizontal), porém com variação da entalpia e da TBU.
- Evaporação: na Carta Psicrométrica, consiste em percorrer uma linha de TBS igual ao acréscimo da umidade do ar;
- Condensação: na Carta Psicrométrica, consiste em percorrer uma linha de TBS igual ao decréscimo da umidade do ar;
- Umidade Relativa: é a razão entre a quantidade de umidade do ar e a quantidade máxima que ele pode conter na mesma temperatura, identificada na Carta Psicrométrica conforme a Fig.AVIII.1.3;

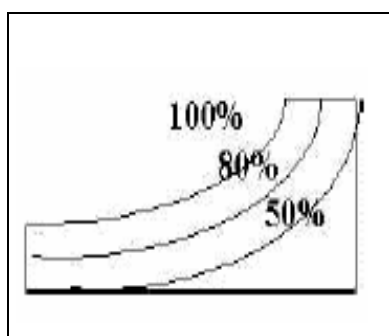


Figura AVIII.1.3 – Umidade relativa

- Umidade : é a massa de vapor de água contida em 1 kg de ar, identificada na Carta Psicrométrica conforme a Fig.AVIII.1.4;

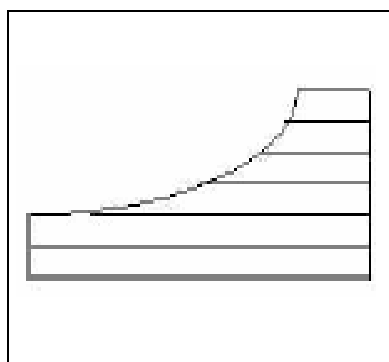


Figura AVIII.1.4 – Umidade

- Temperatura de Ponto de Orvalho (TPO): é a menor temperatura a que o ar pode ser resfriado, sem que ocorra alguma condensação de vapor de água ou umidade;
- Volume Específico : é o volume de vapor de água contido em 1 kg de ar.

Para conhecermos, na Carta Psicrométrica, o valor de uma determinada propriedade, temos que saber o valor de pelo menos duas outras propriedades, ou seja :

- Dado TBS e TBU, pode-se achar o valor de UR;
- Dado TBS e UR, pode-se achar o valor de TBU;
- Dado UR e TBU, pode-se achar o valor de TBS;
- Dado TBS e TBU, pode-se achar o valor de TPO;
- Dado TBS e UR, pode-se achar o valor de TPO;
- Dado UR e TBU, pode-se achar o valor de TPO;
- Dado TBS e TBU, pode-se achar o valor de U.

AVIII.2 Mistura ar-vapor de água

Devido às suas dimensões e pelos processos físico-químicos e biológicos que se desenvolveram ao longo do tempo, o planeta Terra é envolvido por uma camada gasosa (ar atmosférico). Essa massa gasosa constitui a atmosfera da Terra e é essencial às formas de vida que nela se encontram.

O ar atmosférico é constituído de uma mistura de gases, de vapor d'água e uma mistura de contaminantes (fumaça, poeira e outros poluentes gasosos) presentes normalmente em locais distantes das fontes poluidoras.

Nas aplicações de engenharia térmica, a mistura de gases que constituem o ar atmosférico, excluindo o vapor d'água e os contaminantes, é definida como ar seco. Extensivos estudos têm mostrado que a composição do ar seco é relativamente constante, tendo pequenas variações na quantidade de seus componentes, devido às condições climáticas e a altitude. A composição do ar seco é mostrada na Tab. AVIII.1.

Tabela AVIII.1 – Composição do ar seco

Componente	Fórmula Química	Porcentagem em volume (%)	Massa molecular (kg/kg-mol)
Nitrogênio	N ₂	78,084	28,016
Oxigênio	O ₂	20,9476	32,000
Argônio	Ar	0,934	39,948
Dióxido de carbono	CO ₂	0,0314	44,010
Neônio	Ne	0,001818	20,183
Hélio	He	0,000524	4,0026
Metano	CH ₄	0,00015	16,03188
Dióxido de enxofre	SO ₂	0 a 0,0001	64,064
Hidrogênio	H ₂	0,00005	2,01594
Criptônio	Kr	0,0002	93,80
Ozônio	O ₃	0,0002	48,000
Xenônio	Xe	0,0002	131,3

Fonte: ASHRAE Fundamentals, 1997, pág. 6.1

A massa molecular do ar seco é 28,9645 kg/kgmol e a do vapor d'água é de 18,01528 kg/kgmol, ambas na escala do carbono 12 (ASHRAE, 1997). A constante dos gases para o ar seco, também baseada na escala do carbono 12 é 287,055 J/kg.K.

Nas aplicações de engenharia térmica a mistura de ar seco-vapor d'água é definida como ar úmido. A quantidade de vapor d'água presente na mistura pode variar de zero até um valor correspondente à condição de saturação. Essa condição corresponde à quantidade máxima de vapor d'água que o ar pode conter em determinada condição de temperatura e pressão.

Assim, define-se ar saturado como a mistura de ar seco e vapor d'água saturado, enquanto que ar não saturado é a mistura de ar com vapor d'água superaquecido.

Diversas propriedades termodinâmicas estão associadas com as propriedades do ar úmido, de diferentes maneiras. Com a temperatura são três propriedades associadas: temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido e temperatura do ponto de orvalho.

Outras propriedades termodinâmicas são caracterizadas pela quantidade de vapor d'água presente no ar úmido, que são: a umidade e a umidade relativa.

Quanto a propriedade relacionada à energia do ar, a chamamos de entalpia.

AVIII.2.1 Temperatura de bulbo seco

É a temperatura indicada por um termômetro comum, não exposto à radiação. Trata-se da verdadeira temperatura do ar úmido. Frequentemente é denominada apenas de temperatura do ar.

AVIII.2.2 Temperatura de bulbo úmido

É a temperatura indicada por um termômetro cujo bulbo foi coberto por uma mecha úmida, tão logo seja atingido o equilíbrio térmico. Nesse tipo de termômetro, a mistura ar seco – vapor d'água sofre um processo de resfriamento adiabático, pela evaporação da água da mecha no ar, mantendo-se a pressão constante.

O instrumento onde se faz a leitura dessa temperatura é chamado psicrômetro, que é formado por dois termômetros, um deles envolto por um tecido constantemente umedecido (termômetro de bulbo úmido) e outro, ao lado, simplesmente em equilíbrio térmico com o ar úmido (termômetro de bulbo seco). O termômetro de bulbo úmido recebe sobre si um fluxo de ar constante com uma velocidade de aproximadamente 3,0 m/s, por meio de um sistema de ventilação. Assim, a umidade é evaporada, retirando energia do bulbo úmido e, conseqüentemente, baixando a temperatura até um estado de equilíbrio.

Entende-se por estado de equilíbrio a situação em que o fluxo de energia do ar para o bulbo do termômetro é igual à energia necessária para a evaporação da umidade.

AVIII.2.3 Temperatura de ponto de orvalho

Temperatura do ponto de orvalho é a temperatura abaixo da qual inicia-se a condensação do vapor d'água contido no ar úmido, à pressão constante. A Fig AVIII.2 ilustra essa definição.

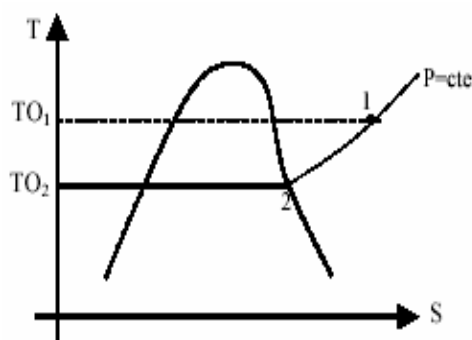


Figura AVIII.2 – Temperatura x Entropia

Inicialmente o ar úmido encontra-se, na mistura, sob certas condições de temperatura e pressão parcial do vapor, sendo que o vapor d'água encontra-se superaquecido no estado "1". Se a mistura for resfriada com pressão e umidade constantes, a pressão parcial do vapor se manterá constante e o ponto "2" será alcançado, iniciando-se a condensação. Esse ponto "2" é definido como ponto de orvalho.

AVIII.2.4 Umidade relativa

A umidade relativa é definida como sendo a razão entre a pressão parcial do vapor d'água na mistura (P_v) e a pressão de saturação correspondente à temperatura de bulbo seco da mistura (P_{vs}), definida conforme a Eq.(AVIII.1).

$$\phi = \left(\frac{P_v}{P_{vs}} \right) \cdot 100 \quad (\text{AVIII.1})$$

2.2.5 Umidade

É definida como a razão entre a massa de vapor d'água (m_v) e a massa de ar seco (m_a) contidos em um determinado volume da mistura. Tanto o vapor d'água como o ar seco podem ser admitidos como gases perfeitos para aplicações usuais de ar condicionado. O ar seco pode ser admitido como gás perfeito porque sua temperatura é elevada em relação à temperatura de saturação, ao passo que o vapor d'água é admitido como gás perfeito porque sua pressão é baixa em relação à pressão de saturação. A umidade é definida conforme a Eq.(AVIII.2).

$$w = \frac{m_v}{m_a} \quad (\text{AVIII.2})$$

Mas para os gases perfeitos, $P = m \cdot R \cdot T$, isolando "m" e substituindo-a na Eq.(AVIII.2), tem-se:

$$w = \frac{(P_v \cdot V)/(R_v \cdot T)}{(P_a \cdot V)/(R_a \cdot T)} \quad (\text{AVIII.3})$$

Por outro lado, a pressão barométrica é a soma das pressões parciais do vapor d'água e do ar seco, ou seja:

$$P = p_v + p_a \quad (\text{AVIII.4})$$

“ p_v ” é a pressão parcial do vapor de água, e “ p_a ” é a pressão parcial do ar seco.

Isola-se “ p_a ” na Eq.(AVIII.4) e a substitui na Eq.(AVIII.3), atribui-se os valores das constantes dos gases para o vapor d'água ($R_v = 461,5\text{J/kgK}$) e para o ar seco ($R_a = 287\text{J/kgK}$) e também os substituem na Eq.(AVIII.3), tem-se

$$w = 0,622 \cdot \frac{p_v}{P - p_v} \quad (\text{AVIII.5})$$

AVIII.2.6 Entalpia

A entalpia da mistura ar seco-vapor d'água é a energia do ar úmido por unidade de massa do ar seco, acima de uma temperatura de referência (visto que somente diferenças de entalpia são de interesse para a engenharia térmica). Quantitativamente, a entalpia é a soma das entalpias dos componentes da mistura, sendo definida conforme a Eq.(AVIII.6)

$$h = C_p \cdot T + w \cdot h_{lv} \quad (\text{AVIII.6})$$

“ C_p ” é o calor específico do ar , “ T ” é a temperatura do ar, “ h_{lv} ” é a entalpia específica de vaporização da água.

AVIII.3 Transferência de Calor e Massa no Resfriamento Evaporativo

Quando o ar escoar ao longo de uma parede úmida, como se mostra na Fig.AVIII.3, ocorre uma transferência simultânea de calor sensível e latente.

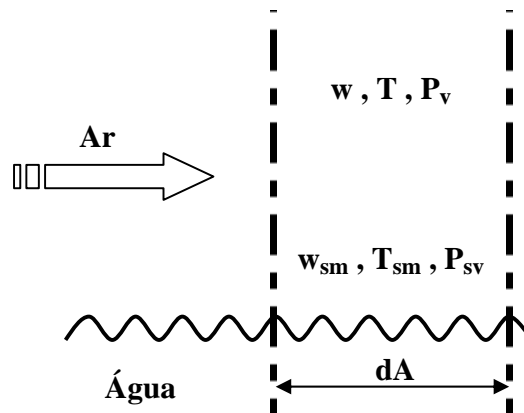


Figura AVIII.3 - Transferência de calor e massa entre o ar e uma superfície molhada

Se a temperatura da superfície molhada, T_{sm} , for menor que a temperatura do ar, T , haverá transferência de calor do ar para a parede úmida, resfriando-o.

Por outro lado, se a pressão parcial do vapor na corrente de ar, p_v , for menor que a pressão parcial do vapor saturado junto à superfície, p_{vs} , haverá uma transferência de massa (vapor de água) para o ar, aumentando sua umidade. Essa transferência de massa determina uma transferência de energia, em virtude do calor latente necessário para a mudança de fase da água (evaporação). Esse fenômeno físico é conhecido como *Resfriamento Evaporativo*.

Pela lei do resfriamento de Newton, a taxa diferencial de calor sensível ($d\dot{q}_{ss}$) trocado entre o ar e a superfície molhada da Fig.AVIII.3, é definida pela Eq.(AVIII.7)

$$d\dot{q}_{ss} = h_c \cdot dA \cdot (T_{sm} - T) \quad (\text{AVIII.7})$$

“ h_c ” é o coeficiente de transferência de calor por convecção, sendo determinado a partir do número de Nusselt (Eq.3.8) expresso em função dos números de Reynolds (Eq.3.9) e de Prandtl (Eq.3.11), “ dA ” é a área diferencial da superfície de troca, “ T_{sm} ” é a temperatura da superfície molhada.

A transferência de massa da superfície da água para o ar é proporcional à diferença de pressões parciais ($p_{vs} - p_v$). Contudo, a Eq.(AVIII.5) mostra que a umidade é aproximadamente proporcional à pressão parcial do vapor, de modo que a taxa diferencial de evaporação de água para o ar é definida pela Eq.(AVIII.8)

$$d\dot{m} = h_m \cdot \rho_w \cdot dA \cdot (w_{sm} - w) \quad (\text{AVIII.8})$$

“ h_m ” é o coeficiente de transferência de massa, “ ρ_w ” é a densidade da água, “ w_{sm} ” é a umidade da superfície molhada.

Junto com a transferência de massa há uma transferência de calor latente, em razão da evaporação de parte da água. A Eq.(AVIII.9) define essa taxa diferencial de calor latente

$$d\dot{q}_l = h_m \cdot \rho_w \cdot dA \cdot (w_{sm} - w) \cdot h_{lv} \quad (\text{AVIII.9})$$

O calor total trocado entre o ar e água é a soma do calor sensível e o calor latente trocado entre ambos. Somando as Eqs.(AVIII.7) e (AVIII.9), a taxa diferencial de calor total é definida pela Eq.(AVIII.10)

$$d\dot{q}_t = h_c \cdot dA \cdot (T_{sm} - T) + h_m \cdot \rho_w \cdot dA \cdot (w_{sm} - w) \cdot h_{lv} \quad (\text{AVIII.10})$$

Na Equação (AVIII.10) verifica-se que o calor total transferido, é o resultado de uma fração originária da diferença entre as temperaturas $(T_s - T)$ e outra fração originária da diferença entre as umidades $(w_{sm} - w)$.

Os mecanismos de transferência de calor e massa são semelhantes, de modo que se pode relacionar os coeficientes “ h_c ” e “ h_m ” conforme definido na Eq.(AVIII.11), (Stoecker, 1985)

$$h_m = \frac{h_c}{C_{pu} \cdot \rho_w} \quad (\text{AVIII.11})$$

“ C_{pu} ” é o calor específico do ar úmido, definido conforme a Eq.(AVIII.12)

$$C_{pu} = C_p + w \cdot C_{pv} \quad (\text{AVIII.12})$$

“ C_{pv} ” é o calor específico do vapor de água

Combinando e substituindo as Eqs.(AVIII.11) e (AVIII.12) na Eq.(AVIII.10), a taxa diferencial de calor total a ser definida pela Eq.(AVIII.13)

$$d\dot{q}_t = \frac{h_c \cdot dA}{C_{pu}} \left[(C_p \cdot T_{sm} + w_{sm} \cdot h_{lv}) - (C_p \cdot T + w \cdot C_{ps} \cdot T - w \cdot C_{ps} \cdot T_{sm} + w \cdot h_{lv}) \right] \quad (\text{AVIII.13})$$

O valor da subtração ($w_s \cdot h_{lv} - w \cdot h_{lv}$) é muito pequena quando comparado aos outros valores da Eq.(AVI.13), de modo que sua adição nessa equação não afeta significativamente seus resultados. A Eq.(AVIII.13) é redefinida de acordo com a Eq.(AVIII.14)

$$d\dot{q}_t = \frac{h_c \cdot dA}{C_{pu}} \left\{ [C_p \cdot T_{sm} + w_{sm} \cdot (h_{lv} + h_l)] - [C_p \cdot T + w(C_{ps} \cdot T - C_{ps} \cdot T_{sm} + h_{lv} + h_l)] \right\} \quad (\text{AVIII.14})$$

Observando a Eq.(AVIII.14), nota-se que a expressão no interior do primeiro colchete é a entalpia do ar saturado à temperatura da superfície molhada, enquanto o segundo colchete contém a expressão da entalpia da corrente de ar. Assim, a taxa diferencial de transferência do calor total reduz-se na Eq.(AVIII.15)

$$d\dot{q}_t = \frac{h_c \cdot dA}{C_{pu}} \cdot (h_s - h) \quad (\text{AVIII.15})$$

A Equação (AVIII.15) mostra que o calor total trocado entre o ar e a água é determinado pelo potencial de entalpia entre os fluidos, ou seja, pela diferença entre a entalpia do ar saturado à temperatura da superfície molhada, “ h_s ”, e a entalpia da corrente de ar, “ h ”.

O taxa diferencial do calor total trocado entre o ar e a água é definido também em função de suas temperaturas, ou seja, redefinindo a Eq.(AVIII.15) conforme a Eq.(AVIII.16)

$$d\dot{q}_t = \frac{C_{ps} \cdot h_c \cdot dA}{C_{pu}} \cdot (T_s - T) \quad (\text{AVIII.16})$$

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)