

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUÍDOS

“Resfriamento de Ambientes Utilizando Sistema Regenerativo com Leito de Pedras”

Autor: Eduardo J. Cidade Cavalcanti

Orientador: Prof. Dr. Caio Glauco Sanchez

Curso: Engenharia Mecânica.

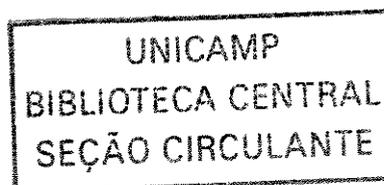
Área de concentração: Térmica e Fluidos

Tese de Doutorado apresentada à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2001

S.P. - Brasil

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL



UNIDADE B8
Nº CHAMADA UNICAMP
C314N
V _____ EX _____
TOMBO BCI 51549
PROC 16.837102
C _____ DX _____
PREÇO R\$ 11,00
DATA 14/11/02
Nº CPD _____

CM00176456-B

BIB ID 267014

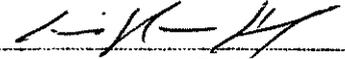
FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

C314~~4~~N Cavalcanti, Eduardo J. Cidade
Sistema de refrigeração de ambiente com leito de
pedra / Eduardo J. Cidade Cavalcanti. --Campinas, SP:
[s.n.], 2001.

Orientador: Caio Glauco Sanchez.
Tese (doutorado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Conforto térmico. 2. Pedra. 3. Resfriamento. 4.
Calor - Armazenamento. 5. Calor - Transmissão. 6.
Análise térmica. 7. Ar condicionado. I. Sanchez, Caio
Glauco. II. Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Eduardo José
Cidade Cavalcanti E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 26/03/2001


ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

“Resfriamento de Ambientes Utilizando Sistema Regenerativo com Leito de Pedras”

Autor: Eduardo J. Cidade Cavalcanti

Orientador: Prof. Dr Caio Glauco Sanchez

03/2001

00254895

Dedicatória:

Dedico este trabalho aos meus pais Berilo e Alda, meus irmãos Celso e Denise, minha cunhada Cinthia, o pequeno Lucas e também a todos os amigos que me apoiaram na vivência em Campinas.

Agradecimentos

Agradeço a Deus por me ensinar a viver e pelos frutos colhidos.

Aos meus pais, meus irmãos, minha cunhada e o meu sobrinho pelo apoio mesmo à distância.

Aos estimados:

Antônio Carlos pela ajuda com o micro computador.

Técnico Alcimar da Silveira pela ajuda na montagem do experimento.

Carla Lanzotti pela convivência.

Diretor Dilson Carreira da Powermatic que cedeu as flanges para os dutos.

Eduardo Barreda pela amizade.

Fernando Santos pela fiel companhia.

José Rodrigues pelo grande apoio e incentivos.

Maria Isabel pela ajuda técnica.

Mario Barriga e Eduardo Goulart pela ajuda no sistema de aquisição de dados.

Ruth Campomanes pela amizade.

Técnico em informática da FEA Sergio Sabino Jr. pela ajuda em recuperar meu programa.

Sr. Wilton Furquin pelos desenhos.

Prof. Dr. Alberto Hernandez Neto pela ajuda técnica no modelo do ventilador.

Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira pela orientação no primeiro ano de doutorado.

Coordenador da CPG Prof. Dr. Kamal Abidel Radi Ismail pelo apoio financeiro na montagem do experimento.

E todos os outros amigos .

Ao meu orientador Caio Glauco Sanchez pelas idéias e ajuda financeira no experimento.

Ao CNPq pela bolsa de auxílio e em especial a Sr^a Ângela Kônico por restituir minha bolsa perdida.

Felizes os que temem o Senhor,
Os que andam em seus caminhos.
Poderás viver então, do trabalho de tuas mãos,
Serás feliz e terás bem-estar.

(Salmo 127)

Resumo

CAVALCANTI, Eduardo José Cidade, Resfriamento de Ambientes Utilizando Sistema Regenerativo com Leito de Pedras, Campinas, : Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2000. 140 p. Tese (Doutorado).

Foi avaliado um sistema de refrigeração não-convecional de maneira a se verificar sua real possibilidade como um sistema alternativo aos sistemas de resfriamento convencionais de ambientes como o aparelho unitário de ar-condicionado. Sistemas de refrigeração não-convecionais são alternativas para refrigerar ambientes, principalmente durante o verão, de forma mais econômica.

O sistema regenerativo de leito de pedras úmido é uma unidade de alta eficiência de troca térmica, onde o ar ambiente transfere calor escoando através do leito de pedras. Esse sistema é utilizado em escolas do sul da Austrália devido a seu desempenho tanto no verão (resfriando), quanto no inverno (aquecendo) com baixo custo operacional (apenas o consumo de ventilador) e com ar sempre renovado. Sua desvantagem é o aumento excessivo da umidade do ar, o que pode se tornar uma vantagem em regiões secas.

O trabalho foi composto de duas partes. A primeira foi o desenvolvimento de um modelo teórico para simulação do sistema e verificação do seu desempenho e estimativa da influência dos parâmetros: fração de vazão do regenerador, ciclos de operação, temperatura da água de alimentação do resfriador evaporativo, calor específico do material utilizado como regenerador térmico. A segunda parte foi a determinação experimental do desempenho de um protótipo construído na Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP através da determinação experimental da efetividade do regenerador e do resfriador evaporativo (componentes dos sistema estudado).

A simulação do modelo teórico foi importante para otimizar o projeto térmico do sistema e verificar o seu desempenho de acordo com os parâmetros analisados.

Foi realizada análise da sensibilidade dos parâmetros citados e foi observada uma forte influência da fração de vazio do regenerador, ciclos de operação e do calor específico do material utilizado como regenerador térmico no sistema. A temperatura da água de alimentação do resfriador evaporativo possui uma influência desprezível no sistema.

Os dados do modelo e as medidas experimentais foram comparados e foi observado uma melhor precisão para ciclos pequenos, principalmente para ciclos de 5 minutos, do que para ciclos maiores.

Palavras-Chave

Conforto térmico, Pedra, Resfriamento, Calor – Armazenamento, Calor – Transmissão, Análise térmica e Ar condicionado

Abstract

CAVALCANTI, Eduardo José Cidade, Building Cooling Using Rock Bed Regenerative System, Campinas,: Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP Universidade Estadual de Campinas, 2001. 140 p. Thesis (Doctorate)

A passive cooling system was evaluated in order to verify, its real possibility as an alternative system to the conventional cooling systems like single air conditioning unit. Passive cooling system can be an alternative for building cooling system, mainly during the summer, in a more economic way.

The wet rock bed regenerative system presents a high heat exchanger effectiveness, due to the heat transfer between atmospheric air and water flowing in matrix of rock bed. That system is commonly applied in schools of the south Australia due to its good performance in the summer (cooling), as in the winter (heating) with low operational cost (just the fan consumption) and with air always renewed. Its disadvantage is the excessive increase of the air humidity, otherwise this fact becomes an advantage for dry environments.

The work was composed by two parts. The first one was the development of a theoretical model for the system simulation to verify its performance and the influence of the parameters: void fraction of regenerator, period of time, water temperature, specific heat of the regenerator material. The second part was the experimental determination of the performance of a prototype system built in the college of Mechanical Engineering at

UNICAMP through experimental determination of regenerator and evaporative cooler effectiveness (components of the studied system).

The theoretical model simulation was important for thermal design optimization and verification of the system performance according to analyzed parameters.

Sensitivity analysis was made for the cited parameters and was observed a high influence of void fraction of regenerator, period of time and specific heat of the regenerator material on the system. The feeding water temperature of evaporative cooler has a negligible influence on the system.

The data of the model and the experimental measures were compared and was observed a better accuracy for small period mainly for period of 5 minutes as larger period.

Key Words

Thermal Comfort, Rock, Cooling, Heat – Storage, Heat Transfer, Thermal Analysis and Air Conditioning.

Índice

Capítulo 1. Introdução	1
1.1 Relevância do Tema	2
1.2 Objetivo do Tema	3
Capítulo 2. Revisão da Literatura	4
2.1 Princípio de Operação e Características do Sistema	6
2.2 Principais Vantagens	11
2.3 Principais Desvantagens	11
2.4 Estado da Arte	13
Capítulo 3. Modelagem Teórica	19
3.1 Regenerador	19
3.2 Resfriador Evaporativo	26
3.3 As Variações de Pressão no Sistema	30

Capítulo 4. Análise Experimental	33
4.1 Requisitos de Projetos	33
4.2 Metodologia do Projeto do Protótipo	34
4.3 Composição Estrutural e Condições de Operação	47
4.4 Instrumentação	48
4.5 Materiais para Construção do Sistema e Orçamento	51
4.6 Dificuldades Experimentais Encontradas	52
Capítulo 5. Resultados e Discussões	57
5.1 Parâmetros do Desempenho e Queda de Pressão	60
5.2 Forma de Análise dos Resultados Experimentais e Dados Numéricos	62
Capítulo 6. Conclusões e Recomendações para Próximos Trabalhos	79
6.1 Conclusões	79
6.2 Recomendações	82
Referências Bibliográficas	84
Anexo A(Propriedades da matriz de pedras)	90
Anexo B(Parâmetros adimensionais - comprimento adimensional (Y) e o tempo adimensional (Z))	93
Anexo C(Diagrama de blocos do programa)	94
Anexo D(Determinação da vazão de ar)	96
Anexo E(Perdas de calor por convecção natural nas superfícies laterais dos dois regeneradores com o ar ambiente)	99
Apêndice A (Artigo apresentado no CONEM 2000, agosto Natal – Brasil)	101

Apêndice B (Artigo apresentado no congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do MERCOSUL 2000, outubro, Porto Alegre – Brasil)	111
Apêndice C (Dados de temperatura e umidade entre os anos de 1989 a 1996)	121
Apêndice D (Medidas experimentais e dados teóricos)	123
Apêndice E (Propriedades psicrométricas da mistura (ar – vapor de água)	130
Apêndice F (Carta e correlações para determinar as perdas de carga por metro em tubulação circulares)	135
Apêndice G (Determinação da razão de umidade através das temperaturas fornecidas por um psicrômetro)	137

Lista de Figuras

- 2.1 - Funcionamento do armazenador térmico durante a noite.
- 2.2 - Funcionamento do armazenador térmico durante o dia.
- 2.3 - Esquema do sistema de resfriamento de leito de pedras.
- 2.4 - Desempenho do processo mostrado na figura 2.3 em carta psicrométrica.
- 3.1 - Volume de controle do leito de pedras.
- 3.2 - Esquema do regenerador de leito de pedras.
- 3.3 - Desempenho de regeneradores segundo Dunkle e Ellul (1972).
- 3.4 - Efetividade do resfriador evaporativo em função do comprimento adimensional.
- 4.1.a - Esquema do protótipo sistema RBR funcionando num ciclo
- 4.1.b - Esquema do protótipo sistema RBR funcionando no ciclo seguinte
- 4.2 - Válvula “Dumper”.
- 4.3 - Acionamento da válvula “Dumper” através de um motor, polias, parafuso sem fim e chaves de fim de curso.
- 4.4 - Números de ensaios necessários em função da confiança e tolerâncias.
- 4.5 - Representação gráfica do desempenho desejado do protótipo.
- 4.6 - Estimativa da vazão de ar na tubulação quadrada integrando a velocidade de acordo com a distância do centro do tubo.
- 4.7 - Velocidade do ar em função da distância do centro do tubo.
- 4.8 - Dispositivo para medição da umidade através de termômetro de bulbo úmido.
- 4.9 - Regenerador montado sobre uma base de aço.
- 4.10 - Resfriador evaporativo montado sobre a caixa com resistência elétrica.
- 4.11 - Ventilador centrífugo acionado pelo motor $\frac{1}{4}$ CV através de polia.

4.12– Sistema RBR montado sob uma lona.

5.1 – Influência do número de divisões do volume de controle do regenerador no modelo para ciclos de 10 minutos.

5.2 – Tempo para estabilizar a temperatura na saída do regenerador em função dos ciclos de operação para 15 volumes de controle no regenerador

5.3 – Velocidade do ar em função da distância do centro do tubo.

5.4.a - Ensaio do experimento com ciclo de operação de 5 minutos.

5.4.b - Ensaio do experimento com ciclo de operação de 5 minutos.

5.5.a - Ensaio do experimento com ciclo de operação de 10 minutos.

5.5.b - Ensaio do experimento com ciclo de operação de 10 minutos.

5.6.a - Ensaio do experimento com ciclo de operação de 15 minutos.

5.6.b - Ensaio do experimento com ciclo de operação de 15 minutos.

5.7 – Efetividade teórica e experimental (ajustada em uma polinômio do 3º grau) do resfriador evaporativo com ciclo de 15 minutos

5.8 – Efetividade teórica e experimental (ajustada em uma polinômio do 3º grau) do resfriador evaporativo com ciclo de 10 minutos.

5.9 – Efetividade teórica e experimental (ajustada em uma polinômio do 3º grau) do resfriador evaporativo com ciclo de 15 minutos.

5.10 – Efetividade do regenerador com ciclo de 5 minutos.

5.11 – Efetividade do regenerador com ciclo de 10 minutos.

5.12 – Efetividade do regenerador com ciclo de 15 minutos.

5.13 - Fração de vazio em função do desempenho

5.14 – Efeito do calor específico no desempenho do sistema para ciclos de 5 minutos.

F.1 - Perdas de pressão em dutos circulares de folha de aço galvanizado liso extraída do IHVE.

G.2 – Razão entre a difusividade térmica e o coeficiente de difusão do ar saturado, dados experimentais apresentado por Threlkeld (1970) e uma correlação do 3º grau proposta na faixa de 10 a 60 °C.

G.3 - Temperatura de bulbo úmido do psicrômetro utilizado e de um psicrômetro padrão para velocidade média de 1,2 m/s dentro da tubulação.

Lista de Tabelas

- 2.1 - Comparação entre várias capacidades térmicas segundo Close (1965).
- 2.2 - Comparação entre sistemas de armazenamento térmico com materiais de mudança de fase.
- 4.1 - Desempenho desejado para o sistema.
- 5.1 - Diferenças médias entre as medidas experimentais e as medidas teóricas média em função do ciclo.
- 5.2 - Condições médias de temperatura e umidade do ar externo.
- 5.2 - Efetividade do modelo teórico do resfriador evaporativo em função do ciclo.
- 5.3 – Média da efetividade do regenerador em função do ciclo.
- 5.4 - Ganho de calor médio por convecção natural nas superfícies laterais dos dois regeneradores, efeito do ganho de calor na vazão de ar na saída do regenerador e calor trocado médio entre o ar e o regenerador.
- 5.5 - Influência da temperatura da água na temperatura do ar (T_2) na saída do regenerador prevista no modelo indicada às 14:30 hs para ciclos de 5 minutos e fração de vazio de 0,49 e entalpia da água.
- A.1 – Determinação experimental das propriedades do leito de pedras.
- A.2 – Números de ensaios em função da confiança e tolerância.
- A.3 – Cálculo do número de Biot.
- D.1 - Velocidade do ar medida experimentalmente em função da distância ao centro do tubo sem o resfriador evaporativo.
- D.2 - Velocidade do ar medida experimentalmente em função da distância ao centro do tubo com o resfriador evaporativo.

Nomenclatura

Letras Latinas

A - área frontal do leito	[m ²]
A_l - área lateral do leito	[m ²]
A_s - área superficial	[m ²]
A_T - área transversal ao fluxo de calor	[m ²]
Bi - número de Biot	
C - capacidade térmica	[W/°C]
c_p - calor específico a pressão constante	[kJ/kg °C]
d_p - diâmetro esférico equivalente das partículas	[m]
d - diâmetro do cadarço	[m]
D_L - dimensão da superfície de convecção	[m]
D - difusividade mássica ou coeficiente de difusão	[m ² /s]

E – fração de vazio da matriz de pedras	
e – espessura da superfície lateral do regenerador	[m]
Go - vazão mássica do gás pela área frontal do leito	[kg/m ² s]
h_{ar} - entalpia do ar úmido	[kJ/kg _{as}]
h_a - entalpia do ar seco	[kJ/kg]
h_{fg} - entalpia de evaporação da água	[kJ/kg]
h_g - entalpia da água no estado de vapor saturado	[kJ/kg]
h - coeficientes de convecção-ou película	[W/m ² °C]
h_v - coeficientes de transferência de calor por volume da matriz	[W/m ³ °C]
k – condutividade térmica	[W/m °C]
k^a - coeficiente de perda de carga	
K' – fator de correção da razão de umidade	[kg/kg _{as} °C]
L – altura ou profundidade do leito de pedras	[m]
Le – número de Lewis	
\dot{m} – vazão mássica	[kg/s]
n - número de volumes de controle	
Nu – número de Nusselt	
NUT – número de unidade de transferência	
P – pressão absoluta	[Pa] ou [N/m ²]
P' - massa	[grama]
PM – massa molecular	[kg/kg mol]
Q – vazão volumétrica	[m ³ /s]
Qr – fluxo de calor	[kW]
Qt – carga térmica	[W]
R - resistência térmica	[W/ °C]
r – centro da tubulação	[m]
Ra - número de Rayleigh	
Re - número de Reynolds	
res - resistência elétrica	[Ω]

s - comprimento característico	[m]
T - temperatura	[°C]
UA – razão de umidade	[J/kg _{as}]
UR - umidade relativa	
v – volume específico	[m ³ /kg _{as}]
vel – velocidade	[m/s]
vol – volume	[l]
Δx - altura da seção do volume de controle	[m]
Y - comprimento adimensional do leito	
Z – Tempo adimensional	

Letras Gregas

ρ - massa específica	[kg/m ³]
μ – viscosidade cinemática	[kg/m s]
α - difusividade térmica	[m ² /s]
ε - emissividade	
η - efetividade	
η_{vent} - rendimento do ventilador	
η_T - efetividade instantânea do regenerador	
$\bar{\eta}_T$ - efetividade média do regenerador	
Δη_T - variação de temperatura adimensional	
ΔP – variação de pressão	[Pa]
ΔP_w - variação de pressão no resfriador evaporativo	[Pa]
π - queda de pressão adimensional da matriz de pedras	
υ - velocidade do ar	[m/s]
θ - tempo do ciclo de funcionamento do regenerador	[s]
τ - acréscimo do tempo do modelo	[s]

Subscritos

ar – ar úmido

a – ar seco

b – pedras

cond – condução

conv – convecção

BU - bulbo úmido

e – entrada

exp - expansão

i – número do volume de controle

K - Kelvin

m – matriz

máx - máximo

mín - mínimo

o – externo

P – período

rad – radiação

RE – resfriador evaporativo

red – redução

reg. úmido – regenerador úmido

s – saída

sat – condição de saturação

sup – superfície vizinha

T - total

v – vapor de água

vc – volume de controle

vent - ventilador

vs – vapor saturado

∞ - fluido

w – água

Abreviações

a.s. – ar seco

c.a. – coluna de água

exper. – experimental

fx – fluxo

Teor. - teórico

Siglas

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers

CFC – refrigerantes compostos a base de cloro flúor carbono

COMPENDEX – Base de dados do Engineering Index

CSIRO – The Commonwealth Scientific and Industrial Research Organisation

DETF - Departamento de Engenharia Térmica e Fluidos

FEAGRI – Faculdade de Engenharia Agrícola da UNICAMP

IHVE – Institution of Heating and Ventilation Engineers

RBR – Rock Bed Regenerative (Leito de pedras regenerativo)

UNICAMP – Universidade Estadual de Campinas

Capítulo 1

Introdução

A preocupação do homem com condições de conforto térmico não é recente. Observa-se na história das civilizações a preocupação em reduzir a exposição do homem aos efeitos dos rigores climáticos, principalmente em moradias e roupas.

As variações das condições ambientais com o tempo e com a localização geográfica podem ser hostis para o homem. E por ser uma espécie biologicamente pouco adaptada às variações do ambiente, o ser humano, por questões de sobrevivência, foi obrigado a desenvolver métodos para controlá-lo, criando um micro-ambiente adaptado a si. O homem é um animal homeotérmico, ou seja, em condições normais sua temperatura é aproximadamente constante, com extremos entre 36,1 e 37,2 °C. Sua temperatura é mantida através do seu metabolismo, que são reações químicas internas essenciais para geração de energia, sendo a principal a oxidação do carbono. Cerca de 63 % da energia adquirida pelo metabolismo é transformada em calor para manter o organismo em equilíbrio e 37 % é transformada em potencial de trabalho.

Quando as condições ambientes variam, o metabolismo se altera na tentativa de manter sua temperatura, produzindo a sensação de desconforto: frio, calor ou cansaço. Portanto, todo sistema de conforto térmico humano deve ter como característica produzir uma condição ambiente adequada ao bom funcionamento do metabolismo.

1.1 Relevância do Tema

Sistemas alternativos de conforto térmico foram desenvolvidos em momentos e regiões com dificuldades de utilização dos sistemas convencionais. Eles são amplamente estudados, pois os sistemas convencionais apresentam elevado consumo de energia, principalmente nos horários de pico, e pelo alto custo da energia elétrica.

Nos países com grande variedade de clima, como o Brasil, surge o incentivo para criação de sistemas mais econômicos que sejam capazes de garantir o conforto térmico, principalmente em áreas com dificuldade de distribuição de energia.

As soluções alternativas também são incentivadas por fatores ecológicos, onde se procuram empregar substâncias inócuas ao meio ambiente, em substituição aos refrigerantes à base de CFC, que são considerados as principais causas de destruição da camada de ozônio, provocando o incremento da incidência dos raios ultravioleta sobre a Terra, e conseqüentemente, o aumento do efeito estufa.

Um sistema alternativo de conforto térmico que se mostrou uma boa alternativa para substituir os sistemas convencionais foi o sistema regenerativo de leito de pedras (RBR – Rock Bed Regenerative System). Ele foi desenvolvido em regiões quentes e secas do continente australiano. Seus princípios de funcionamento são o resfriamento evaporativo e a transferência de calor regenerativa. É um sistema de armazenamento térmico que acumula energia diretamente através da variação da energia interna de um material (pedras).

Esse sistema foi muito estudado por volta dos anos 60 e 70. Segundo Downie (2000), atualmente, a maioria dos pesquisadores da CSIRO (onde foi desenvolvido, na Austrália) dessa época se aposentou e esse assunto foi encerrado por volta dos anos 80. Foram observados alguns trabalhos na década de 90 em outros países como Índia e Estados Unidos.

Esse sistema pode ser mais estudado. A idéia não é nova, pois esse sistema foi viável em muitas escolas da Austrália, implica porém em se adotar uma filosofia de projeto e pesquisa para se adaptar corretamente a nossa realidade

1.2 Objetivo do Tema

O objetivo desse trabalho é estudar e ensaiar o sistema regenerativo de leito de pedras como um sistema alternativo de conforto térmico de maneira a verificar sua real possibilidade como sistema de resfriamento para o clima brasileiro. Pretende-se também propor uma modelagem teórica que funcione como uma boa ferramenta para análise térmica e estimativa do desempenho desse sistema.

Como objetivo específico medir-se-ão os parâmetros necessários para estimar seu desempenho e realizar uma análise de sensibilidade desses parâmetros. Para atingir tais objetivos foi construído um protótipo, onde medidas de temperatura de bulbo úmido e seco do ar e queda de pressão de alguns componentes do sistema foram obtidas experimentalmente. Os resultados teóricos do modelo proposto foram comparados com os dados experimentais para se verificar se houve uma boa concordância.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

Ar condicionado para conforto é o processo de condicionamento de ar objetivando o controle de sua temperatura, umidade, pureza, velocidade e distribuição a fim de proporcionar conforto térmico aos ocupantes do ambiente controlado. O condicionamento pode envolver processos de aquecimento, resfriamento, umidificação, desumidificação, etc. Alguns processos estão descritos no apêndice E.

Os sistemas de ar condicionado podem ser utilizados em edifícios de porte médio e grande. As unidades centrais ou modulares propiciam conforto em escritórios, lojas, centrais de computadores, fábricas, etc em toda área ou em regiões específicas. Além do controle térmico, esses sistemas podem ser utilizados para filtragem do ar e controle de umidade. Os sistemas de ar condicionado também podem ser utilizados em residências e em veículos, sendo as dimensões menores. Em algumas regiões esses sistemas foram amplamente difundidos tanto no inverno quanto no verão.

Os sistemas de conforto térmico podem funcionar tradicionalmente através de duas maneiras:

- Método de controle ativo: As condições térmicas de um ambiente são controladas por uma máquina térmica que, às custas de consumo de energia (trabalho), mantém as condições de conforto desejadas dentro de certo limite independente das condições ambientais. Esse método costuma ser o mais conhecido, por isso esses sistemas também são chamados de sistemas de conforto convencionais (como exemplos têm-se os aparelhos de ar condicionados e refrigeradores).

- Método de controle passivo: Nele a própria edificação controla as condições de conforto, porém as condições ambientais influenciam as condições de conforto desejadas. Esse método costuma ser menos conhecido. Esses sistemas são chamados de sistemas de conforto alternativos. (como exemplos têm-se os iglus, habitações de deserto, arquitetura colonial brasileira, etc).

A preocupação com a poluição, principalmente nessas últimas décadas, estimula o desenvolvimento e a criação de novos sistemas de conforto alternativos. Atualmente existem vários tipos com princípios de funcionamento diversos. Um tipo comum é o armazenador de energia térmica. Ele atua acumulando energia (aquecedor) ou liberando energia (resfriador) durante um determinado período, produzindo uma diferença de temperatura entre o armazenador térmico e o ambiente. Essa diferença de temperatura é direcionada para promover o conforto térmico do ambiente.

Existem dois tipos possíveis de materiais utilizados em sistemas de armazenamento térmico:

(a) Armazenamento por materiais de mudança de fase: A energia é armazenada como resultado de uma mudança de fase (calor latente) ou mudança de composição química. Tal processo não necessita que haja variação de temperatura. São utilizados materiais com baixo ponto de fusão e alto calor latente de fusão, como certos sais hidratados. A vantagem desses materiais é sua pequena massa utilizada para armazenar uma quantidade de energia, além dessa energia poder ser armazenada por um longo período com uma pequena perda. A desvantagem é que após vários ciclos, devido à irreversibilidade, esses materiais vão perdendo sua capacidade de armazenamento.

(b) Outro tipo de material é o que armazena energia térmica sob a forma de calor sensível: A energia é armazenada como calor sensível. É importante a escolha desse tipo de material, pois ele deve ter um baixo custo e boas características de troca térmica. A maioria dos sistemas de armazenamento térmico sob calor sensível utiliza tanque de água ou leito de pedras. A tabela abaixo mostra a capacidade térmica (calor específico x massa

específica) de alguns materiais e a razão de seus custos em relação ao custo da água por volume.

Tabela 2.1 - Comparação entre várias capacidades térmicas segundo Close(1965).

Material	Capacidade Térmica [kJ/m ³ °C]	Preço
água	4,186 x 1000 = 4186	1
granito	0,795 x 2560 = 2035	300
cobre	0,385 x 8900 = 3426	120.000
aço	0,460 x 7850 = 3611	30.000
óleo	1,884 x 960 = 1808	25.000

Nota-se que a capacidade térmica do óleo é a mais baixa e o custo do cobre, aço e óleo é superior a 10⁵ vezes o custo da água e granito. Esses 2 últimos citados são os mais promissores comparando capacidade térmica por custo. Em sistemas de ar condicionado há transferência de calor do sistema com o ar e se for utilizado água existe a necessidade de uma superfície intermediária de troca térmica. Já as pedras, devido a sua alta área superficial, dispensam o investimento com superfície de troca térmica pois elas atuam como a própria superfície. Por isso, o leito de pedras é o meio de armazenamento térmico mais promissor para sistemas de refrigeração de ambientes que utilizam o ar como fluido refrigerante.

2.1 Princípio de Operação e Características do Sistema

Os primeiros sistemas de armazenamento térmico com leito de pedras eram resfriados pelo ar frio noturno durante várias horas da noite e utilizados durante o dia para resfriar o ar quente ambiente. As pedras eram expostas à radiação noturna para perder calor por radiação com o céu. Esses sistemas iniciais eram mais eficientes nos climas desérticos, onde o céu noturno é mais limpo, a umidade é baixa e a variação da temperatura ao longo do dia pode chegar a 25 °C.

Para aumentar a eficiência, principalmente em regiões onde o céu não é limpo, foi pulverizada água sobre as pedras, a fim de ocorrer resfriamento evaporativo.

Desta forma o sistema RBR passa a operar por dois princípios: o resfriamento evaporativo envolvendo transferência de calor e de vapor de água entre o ar e as pedras úmidas e o princípio de troca de calor regenerativa. O resfriamento ocorre nas partículas de pedras, onde o fluxo de ar é resfriado e umidificado nas partículas úmidas do leito. O ar transfere energia em forma de calor para o leito de pedras, fornecendo a energia necessária para evaporação da água no leito.

Close (1965) descreveu o ciclo de funcionamento desses sistemas: durante a noite, o ar frio do exterior passa no resfriador evaporativo com alta eficiência e por isso o leito é resfriado próximo à temperatura de bulbo úmido do ar exterior. Todo o leito de pedras é resfriado a essa temperatura pela passagem do ar frio por várias horas. No dia seguinte quando existe a necessidade de resfriar a casa, o ar quente externo é succionado para baixo e resfriado. Em seguida o ar sai do leito e é resfriado por evaporação saindo com umidade relativa constante de 80 %, e depois entra na casa, como demonstrado nas figuras 2.1 e 2.2.

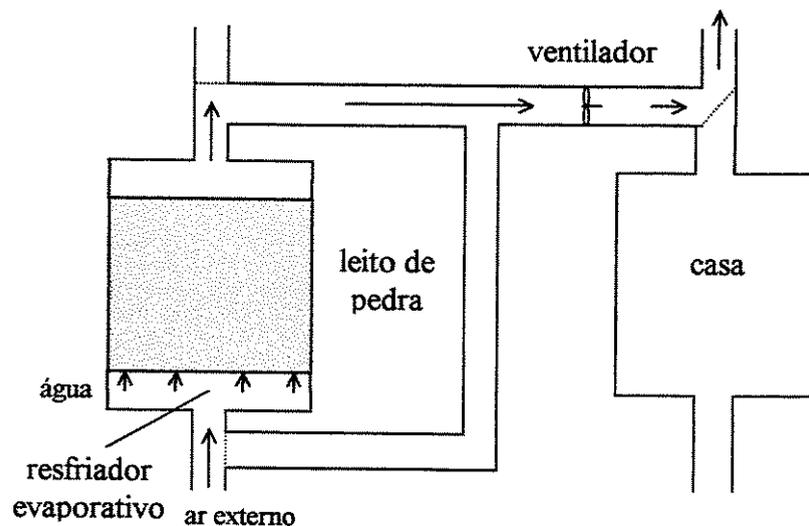


Figura 2.1 - Funcionamento do armazenador térmico durante a noite

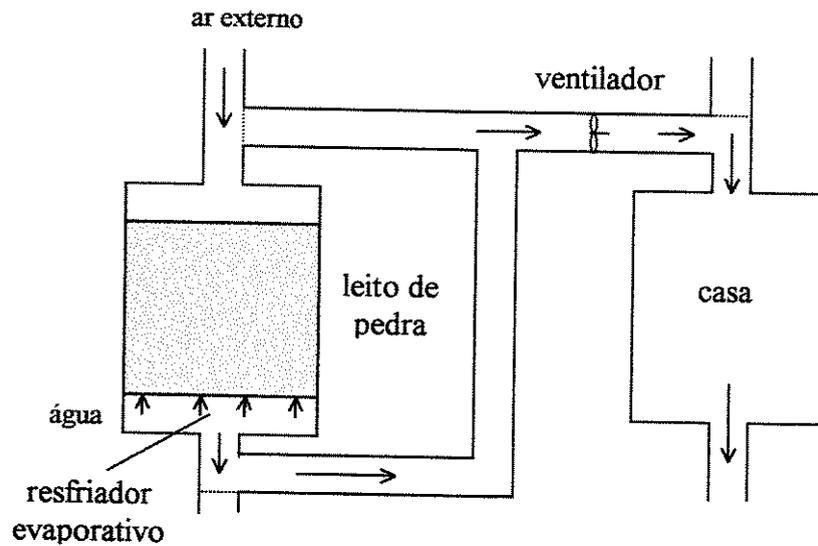


Figura 2.2 - Funcionamento do armazenador térmico durante o dia

Hogg (1971) apresentou um esquema mais moderno desse sistema, onde o ciclo de operação variou de 5 a 10 minutos em vez de horas, podendo ser utilizado em clima diferente do desértico. Esse sistema possuía 3 leitos de pedras, sendo que 2 são utilizados como regeneradores térmicos. O 3º leito funciona como resfriador evaporativo. O esquema está demonstra na figura 2.3.

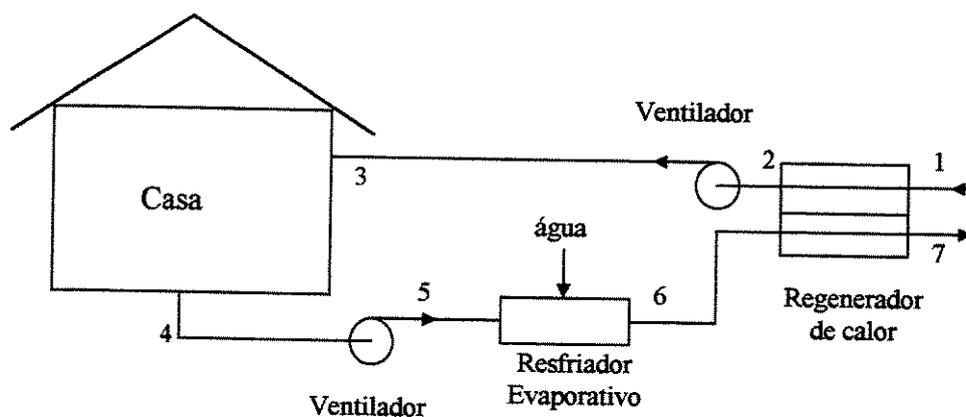


Figura 2.3 - Esquema do Sistema de Resfriamento de Leito de Pedras

Um fluxo de ar entra à temperatura ambiente T_1 e é resfriado no regenerador à temperatura T_2 . Ao passar pelo ventilador essa vazão é aquecida a T_3 , entrando no local a ser resfriado. Entre os pontos 3 e 4 o fluxo de ar absorve a carga térmica do local saindo à temperatura T_4 . Após o ponto 4, há um outro ventilador que eleva a temperatura do ar a T_5 . Em seguida é resfriado por evaporação de T_5 a T_6 no resfriador evaporativo e aquecido de T_6 a T_7 no segundo regenerador. Enquanto o ar se aquece entre as fases 6 e 7, ele resfria o leito de pedras no segundo regenerador que no próximo ciclo quando o fluxo de ar for invertido, resfriará o ar ambiente de T_1 até T_2 . Ambas as efetividades do regenerador de calor e do resfriador evaporativo excediam a 90 %. As efetividades são definidas no capítulo 3.

Esse sistema opera alternadamente com 2 leitos de pedras com 90% delas com diâmetro nominal de $\frac{1}{4}$ in (6,35 mm) atuando como regeneradores e um terceiro leito como resfriador evaporativo. A cada 5 minutos o sentido do fluxo é invertido e o 1º regenerador de calor, que resfriava o ar, passa a ser resfriado e o 2º regenerador que era resfriado passa a ser aquecido. Por isso o sistema opera ciclicamente em regime transiente. Ambas as efetividades do regenerador de calor e do resfriador evaporativo estão em torno de 90 %. Quando a razão de umidade no ambiente refrigerado exceder 80 %, a umidificação é interrompida, operando somente como sistema de ventilação. O spray de água operava somente alguns segundos em ciclos de 10 minutos. Seu desempenho em carta psicrométrica pode ser observado na figura 2.4.

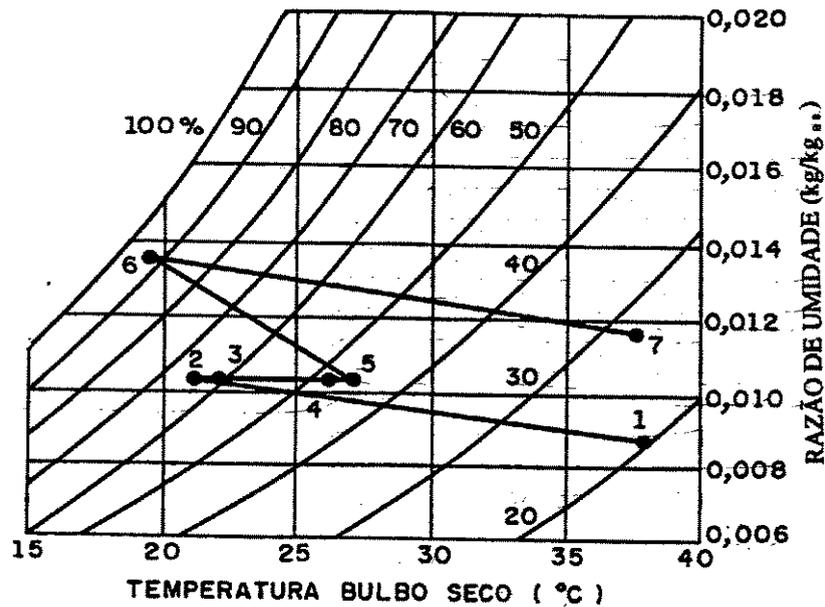


Figura 2.4 – Descrição do processo mostrado a figura 2.3 em carta psicrométrica

Os fluxos de ar possuem diferentes conteúdos de umidade, por isso, além de transferência de calor, ocorre transferência de vapor de água (umidade) por adsorção e desorção na superfície das pedras. A adsorção é um fenômeno puramente físico no qual certos componentes na fase líquida ou gasosa são transferidos seletivamente para a superfície de um sólido adsorvente. Entre um fluido e um sólido existe uma atração, essa coesão entre a superfície do sólido e as moléculas adsorvidas ocorrem por forças físicas intermoleculares fracas (Van der Waals).⁽¹⁾ Se existe uma atração entre fluidos e sólidos e como as pedras possuem uma área de contato superficial muito grande, uma certa quantidade do fluido (gás) será atraída para a superfície das pedras. O processo de atração superficial não é ilimitado, pois quando a superfície se torna saturada e não ocorre mais aderência do fluido. A desorção é o fenômeno inverso no qual os componentes na fase líquida ou gasosa são transferidos para fora da superfície do adsorvente.

Durante as fases 1-2, quando o ar atmosférico (mistura de ar seco com vapor de água) com menos umidade passa na superfície úmida das pedras (adsorvente), uma pequena parcela dessa água é evaporada e absorvida pelo fluxo de ar, ocorrendo desorção. Já

⁽¹⁾ As Forças de Van der Waals são as forças intermoleculares mais fracas que explicam a coesão de substâncias líquidas ou sólidas apolares.

entre as fases 6-7, uma parcela de vapor de água contida no ar úmido ao passar na superfície mais seca no segundo leito de pedras, é separada, condensada e retida na superfície das pedras na forma de pequenas partículas líquida de água. De acordo com Threlkeld (1970), os processos térmicos durante esses fenômenos são complexos.

2.2 Principais Vantagens

O sistema regenerativo de leito de pedras tem-se mostrado uma ótima alternativa para substituir os caros sistemas convencionais. Ele possui alta eficiência de troca térmica, dispondo de 100% de ar fresco circulando dentro do local a ser resfriado.

Esse sistema de resfriamento alternativo é vantajoso em regiões quentes, onde haja disponibilidade de água em abundância, sendo capaz de proporcionar condições de conforto térmico com baixo custo operacional quando bem dimensionado.

Como atua com dois princípios de funcionamento (resfriamento evaporativo e transferência de calor regenerativa), isso o torna mais vantajoso em relação aos resfriadores evaporativos.

Alguns autores compararam o sistema RBR com o resfriador evaporativo, entre eles destacamos o trabalho de Morse (1968). Para condições externas do ar de 39,4°C temperatura de bulbo seco e 23 °C de temperatura de bulbo úmido, um resfriador evaporativo com 90 % de eficiência pode fornecer ar a 24,7 °C, a temperatura de saída do local de 30,8 °C, enquanto que para o sistema RBR atingiu-se temperatura de saída igual a 26,7°C sob as mesmas condições de operação.

2.3 Principais Desvantagens

Sua limitação é o aumento excessivo da umidade do ar no interior do local condicionado. Sabe-se que o limite máximo aceitável de umidade relativa (UR) em

conforto térmico humano é 85 %. Por isso, deve-se controlar a umidade dentro do ambiente.

Segundo McVeigh (1977), os armazenadores térmicos que atuam com troca de calor sensível são menos vantajosos quando comparados com armazenadores térmicos de mudança de fase. Esses materiais, ao mudarem do estado sólido para o líquido tornam-se um atrativo método de armazenar uma determinada quantidade de calor em um volume muito menor. Este fato pode ser observado na tabela que compara as propriedades físicas da pedra, água e um material de mudança de fase (sal hidratado - sulfato de sódio decahidratado). Também foi comparado o peso e o volume necessário para armazenar 1GJ (10^9 J) de energia.

Tabela 2.2 - Comparação entre sistemas de armazenamento térmico com materiais de mudança de fase

	pedra	água	sulfato de sódio decahidratado
calor específico [kJ/kg °C]	0,837	4,187	2,09
calor de fusão [kJ/kg]	-	-	232,6
massa específica [kg/m ³]	2242	1000	1602
peso [kg] p/1GJ	59737	11941	3644
volume [m ³] p/1GJ	26,6	11,941	2,274

Conforme Downie (2000), as instalações comerciais na Austrália sofreram alguns problemas, entre eles:

1. A água dos lagos no sul da Austrália continha muitos depósitos minerais. Com o tempo, o leito do evaporador era bloqueado pelos depósitos, causando uma perda do desempenho de resfriamento.

2. As válvulas "Baffles ou Dampers" que abriam e fechavam os fluxos de ar não funcionavam corretamente, elas não voltavam exatamente para a posição desejada ou não vedavam perfeitamente os fluxos. Com isso ocorria uma mistura de fluxos de ar, o que é inaceitável, pois piorava as condições do ar dentro do ambiente.

3. A tentativa de produzir unidades comercialmente viáveis e competitivas levou à redução do desempenho e ao aumento do consumo de potência elétrica que rapidamente deixaram de ser vantajosas em relação aos sistemas convencionais. Muitas questões práticas podem atuar negativamente sobre o desempenho dessas unidades.

2.4 Estado da Arte

Um fato importante no conceito de condições de conforto térmico, que estimulou o estudo desses sistemas alternativos, foi a descoberta de que a influência da umidade relativa (UR) no conforto térmico é muito pequena dentro de certa faixa ($40 < UR < 85\%$), para ocupação do ambiente em longos períodos (acima de uma ou duas horas). Uma pessoa quando está sob condições de conforto a 41 % de UR, também estará sob condições de conforto a 85 % de UR, depois de alcançado o equilíbrio com o ambiente. Esse fato foi discutido em Gagge, Herrington e Winslow (1937), Koch, Jennings e Humphreys (1960) e Nevins et al (1966).

Morse e Kowalozewski (1967) mostraram que, em várias situações, o conforto térmico pode ser alcançado através do resfriamento sem desumidificação do ar.

O primeiro sistema de armazenamento térmico com pilhas de pedras foi testado no deserto no sudoeste dos Estados Unidos em 1955. Este sistema era acoplado a um absorvedor solar para fornecer energia para ciclo de aquecimento ou resfriamento, desenvolvidos por Löf (1955) e Bliss (1955) e depois foi testado na Austrália. As áreas tropicais norte e noroeste da Austrália se caracterizam pela alta temperatura de bulbo seco, alto custo de energia e proximidade com os lagos. Devido a essas condições o sistema RBR foi amplamente estudado nessa região.

Os sistemas iniciais eram leitos de pedras resfriados pelo ar frio noturno ao passar através da superfície porosa das pedras. Uma melhoria desse sistema foi expor as pedras à radiação noturna para perder mais calor por radiação com o céu, pois troca de calor por radiação com o céu é mais significativa do que com a atmosfera devido às diferenças de temperatura entre o céu e as pedras serem maiores do que entre a atmosfera e as pedras.

Tais sistemas eram mais eficientes nos climas de deserto pois não há presença de nuvens no céu durante à noite facilitando a troca de calor radiante com o céu. O leito de pedras pode ser utilizado para ciclos de aquecimento ou de resfriamento conforme descrito por Close (1965) e Dunkle (1965).

Close (1965) descreveu os primeiros armazenadores térmicos com leito de pedras. Ele relacionou a queda de pressão com o coeficiente de transferência de calor volumétrico e comparou com dados da literatura e conseguiu uma boa reprodutibilidade.

Dunkle (1965) descreveu um ciclo de resfriamento para regiões com alta umidade.

Morse (1968) comparou o sistema RBR com o resfriador evaporativo. Nesse trabalho, ele testou protótipos em 4 localidades na Austrália: Highett, Townsville, Brisbane e Griffith. Em três localidades, o sistema conseguiu manter o ambiente em condições de conforto térmico, porém, devido a umidade, algumas atitudes foram tomadas. Em Townsville, onde a umidade relativa do ar externo era superior a 50 %, foi omitido o primeiro processo de resfriamento evaporativo, logo após o primeiro regenerador, para reduzir a umidade relativa dentro do ambiente. Somente em Brisbane a temperatura do ambiente excedia o limite de 28 °C, pois o prédio era maior que a capacidade da unidade. As unidades operavam 24 horas por dia, utilizando a inércia térmica do ambiente durante o dia.

Close, Dunkle e Robeson (1968) descreveram o desempenho da instalação experimental de armazenadores térmicos com leito de pedras acoplados a um aquecedor solar de ar para aquecer durante o inverno e o verão, acoplado a um resfriador evaporativo noturno para resfriar. Eles obtiveram êxito em operar o sistema RBR em ciclo de aquecimento e de resfriamento.

Hogg (1971), testou a unidades RBR para resfriar pequenas casas com isolamento no teto, podendo resfriar de 90 a 185 m². O sistema operava com 2 estágios de temperatura, reduzindo a temperatura durante a noite em 5,6 °C em relação as temperaturas do dia, com isso o efeito do armazenamento térmico da estrutura pode ser usado no dia seguinte para melhorar o resfriamento do ambiente. O consumo total de energia não foi superior a 600 W. No fim de 1971, 200 instalações representavam um investimento de US\$ 500.000. Vários testes em laboratório e com protótipo levaram a

conclusão que o sistema de RBR , sob várias condições climáticas adversas, pode proporcionar conforto térmico satisfatório. Em regiões com alta umidade do ar foi utilizado fluxo secundário de ar para reduzir a umidade do ambiente condicionado.

Dunkle e Ellul (1972) desenvolveram gráficos e correlações para estimar o desempenho de sistemas que envolvem leitos de partículas distribuídas aleatoriamente. Esses sistemas podem ser regeneradores, armazenadores térmicos e resfriadores evaporativos. Os regeneradores atuam em ciclos durante minutos, os armazenadores térmicos atuam em ciclos durante horas usufruindo das diferenças de temperatura do ar ao longo do dia. Esses gráficos e correlações serão apresentados no capítulo 3 de modelagem teórica. As pedras no leito possuem uma distribuição aleatória, formando espaços vazios entre elas. Eles utilizaram características do leito de partículas para estimar esses espaços vazios em função da sua aleatoriedade gerando resultados mais precisos, pois as correlações consideravam as variações estruturais do leito. Os principais parâmetros de funcionamento dos regeneradores (eficiência, altura do leito, tempo e carga térmica absorvida) foram plotados em função do número de Reynolds definido pelo fluxo de ar e o diâmetro médio das pedras. Esses gráficos e correlações são úteis para estimar o sistema de leito de partículas e suficientemente precisos para a maioria dos projetos de engenharia.

Read, Chapman e Davey (1972) analisaram unidades regenerativas de leito de pedras instaladas em várias escolas no sul da Austrália. Foram resfriadas áreas de vários tamanhos de acomodação. Os prédios eram construídos com tijolo e com uma grande área envidraçada, o teto era revestido com material acústico e o piso acarpetado. Uma escola com 70 alunos, possuindo 3 unidades de RBR ,insuflando uma taxa de 40 l/s de ar por aluno, foi mantida em condições de conforto sem problemas. Em outra escola com 140 alunos e 3 unidades de RBR insuflando 20 l/s de ar por aluno, teve sua temperatura mantida abaixo de 28 °C nos dias onde a temperatura ambiente alcançava 38 °C, no entanto dois aquecedores foram necessários para manter a temperatura interna do ambiente em 20 °C durante o inverno. Em uma escola, a unidade RBR, insuflando uma taxa de 13 l/s de ar por aluno, foi satisfatória como sistema de aquecimento, mas no verão a temperatura interna das salas excedia 28 °C.

A avaliação de desempenho do sistema de leito de pedras em muitas áreas da Austrália, segundo Read, Chapman e Davey (1972) indica que esse sistema é capaz de proporcionar condições de conforto térmico com um custo operacional significativamente menor do que muitos outros sistemas convencionais.

Mumma e Marvin (1976) simularam o desempenho de um armazenador térmico com leito de pedras. O modelo unidimensional proposto é capaz de produzir resultados satisfatórios quando comparado com outras soluções. No capítulo de Modelagem Teórica será discutido esse modelo.

Mumma e Anza (1978) fizeram um estudo experimental no Arizona das características funcionais do sistema evaporativo indireto de leito de pedras. Junto com o experimento foi simulado o desempenho do sistema com o modelo de Mumma e Marvin (1976) para comparar as medidas do experimento com os dados do modelo matemático. Ele observou que a determinação de características do leito de pedras possui uma forte influência na precisão do modelo, por isso a estimativa da transferência de calor e da queda de pressão, que dependem também do tamanho das partículas das pedras, é importante para validade do modelo. A densidade das pedras é uma fonte de discrepância entre o modelo e o experimento. O valor determinado experimentalmente da densidade das pedras foi de 2.712 kg/m^3 e o valor utilizado no modelo que melhor ajustou os resultados foi 2.400 kg/m^3 . Apesar disso, os resultados mostram que a unidade RBR pode proporcionar condições de conforto térmico para as casas em Phoenix e em regiões que não necessitem de desumificação no verão.

Lodhi (1989) realizou um artigo sobre o estado da arte de energia solar onde descreve o armazenamento de energia solar e suas aplicações. Santamouris et al (1994) realizaram um estudo sobre casas verdes (ecológicas) com informações sobre o sistema de aquecimento através de fontes de energia alternativa onde se encontram sistemas de armazenamento térmico com leito de pedras.

Kotas, Jassim e Cheung (1991) realizaram análise exérgica em um regenerador rotativo de contra fluxo utilizado em aquecimento de habitações. Eles verificaram o efeito da variação de alguns parâmetros do regenerador como diâmetro (área), profundidade, período de funcionamento e efetividade levando em conta o custo operacional e definiram

as melhores geometrias do regenerador e dos parâmetros mencionados. Esses parâmetros definem a geometria e a queda de pressão do regenerador. A queda de pressão total no sistema e a vazão de ar definem a potência do ventilador e seu custo operacional.

A maior parte das publicações do sistema regenerativo de leito de pedras (RBR) foi elaborada por volta dos anos 60 e 70. Após isso pouco estudo e desenvolvimento foram realizados diretamente sobre esse sistema até os dias atuais pois a maioria dos pesquisadores dessa época se aposentou e esse assunto foi encerrado por volta dos anos 80, segundo o pesquisador Downie (2000) da CSIRO.

Sagara e Nakahara (1991) no Japão e Sarmiento e Aguirre (1998) no Chile determinaram as perdas de carga em leito de partículas de pedras com maiores dimensões onde o número de Biot era superior a 0,1. Mais detalhes sobre o número de Biot estão no início do capítulo 3.

Choudhury e Gard (1992_{a,b}), (1993_{a,b}) e (1995_{a,b}) na Índia publicaram seis trabalhos envolvendo indiretamente leito de pedras utilizados como armazenadores térmicos em sistema de aquecimento de ar e ou água acoplados a trocadores de calor casco tubo ar-água ou em tanques de água preenchidos com pedras.

Al-Juwayhel e El-Refae (1997) estimaram o desempenho térmico de sistemas de lagos solares combinados com leito de pedras no fundo do lago. Os lagos solares são baseados no armazenamento térmico de energia radiante em varias zonas estratificadas com gradiente (diferença) de concentração de sal.

Cavalcanti e Sanchez (2000_a) realizaram análise exergetica dessas unidades com objetivo de estimar as maiores fontes de irreversibilidade. Eles compararam as irreversibilidades do conjunto condensador-regenerador, do ventilador e da habitação e determinaram que a maior fonte de irreversibilidade ocorre na habitação. Com isso qualquer melhoria para otimizar o sistema deve ser feita na habitação para reduzir essa elevada geração de entropia. A irreversibilidade do ventilador é pequena e praticamente constante ao longo do tempo. Já no condensador-regenerador, ela vai diminuindo ao longo do tempo, indicando que a temperatura do regenerador vai se aproximando da temperatura ambiente e com isso perde sua capacidade de refrigerar o ambiente com o tempo. Ver Apêndice A.

Cavalcanti e Sanchez (2000_b) otimizaram esse sistema considerando o custo total de operação (custos de funcionamento mais custo de investimento). Eles compararam os parâmetros estruturais da matriz de pedras dos dados da simulação com o experimento de Hogg (1971). Os valores otimizados da área da matriz de pedras e do número de Reynolds coincidiram com os dados do experimento, já com a profundidade da matriz de pedras houve uma pequena diferença entre eles, isso ocorreu, por serem os custos de operação diferentes. Desta forma, o experimento do trabalho de Hogg(1971) foi otimizado antes de ser construído. Ver Apêndice B.

Apesar do sistema RBR na CSIRO (Austrália) não ser mais estudado, os sistemas de conforto térmico utilizando leito de pedras ainda são pesquisados em outros países, principalmente como sistema de aquecimento e acoplados a outros sistemas.

O estado da arte foi realizado utilizando a base de dados COMPENDEX.

Capítulo 3

Modelagem Teórica e Métodos

Esse sistema opera sob dois princípios de funcionamento: Transferência de calor regenerativa e resfriamento evaporativo. Para verificar o seu desempenho foram modelados o regenerador e o resfriador evaporativo.

3.1 REGENERADOR

Foi aplicado o modelo de regenerador de Mumma e Marvin (1976) para determinar o desempenho de sistemas de armazenamento térmico com leito de pedras. A modelagem da transferência de calor em regime transiente é unidirecional, ou seja, assumiu-se temperatura uniforme das pedras T_b em cada volume de controle.

O balanço de energia entre o ar e o volume de controle de pedras foi realizado igualando a taxa de perda de calor por convecção na superfície do sólido com sua taxa de variação de energia interna. Esse balanço despreza o gradiente de temperatura dentro das pedras. Essa hipótese pode ser assumida quando a resistência de condução no interior do sólido for pequena em comparação com a resistência térmica de convecção entre o sólido e o fluido. A razão entre a resistência térmica de condução e a resistência térmica de convecção é fornecida pelo parâmetro adimensional conhecido com número de Biot, que também é a razão entre a variação de temperatura no interior do sólido e a diferença de temperatura entre sua superfície e o fluido.

$$\frac{T_i - T_e}{T_e - T_\infty} = \frac{R_{\text{cond}}}{R_{\text{conv}}} = \frac{s/k_b \cdot A_T}{1/h \cdot A_s} = \frac{h_b \cdot s}{k} = \text{Bi} \quad (3.1)$$

Quanto maior a condutividade térmica e menor o comprimento característico (s) menor será o valor de Bi , ou seja, menor será a resistência de condução no interior do sólido em comparação com a resistência térmica de convecção entre o sólido e o fluido e consequentemente melhor será a hipótese de sistema concentrado (temperatura uniforme). De acordo com Duffie e Beckman (1974) tanto em experimentos como na prática são utilizados leitos de pedras com diâmetros esféricos equivalentes (d_p) variando entre 10 e 50 mm. A resistência térmica de um sólido pode ser assumida desprezível para valores do número de Biot menores que 0,1 conforme Incropera, e DeWitt (1998), Holman (1983) e outros. O número de Biot do leito de pedras estudado foi estimado em 0,0047. Esses cálculos são apresentados no anexo A.

Obs.: O comprimento característico (s) é igual ao diâmetro esférico equivalente (d_p) para esferas.

As equações diferenciais foram obtidas por Mumma e Marvin (1976) aplicando a primeira lei da termodinâmica em cada segmento do leito de pedras. Esses segmentos foram obtidos dividindo o leito em volumes iguais na direção do fluxo do ar, como na figura 3.1. As equações diferenciais no ar e no leito são resolvidas através de incrementos de tempo aplicando como condição de contorno a temperatura inicial do ar e assumindo uma temperatura para o leito. O leito foi considerado adiabático.

A variação de energia no fluxo de ar é igual à taxa de transferência de calor entre a superfície do leito e o fluxo de ar, resultando na seguinte equação diferencial:

$$m_{ar} c_{p,ar} (T_i - T_{i+1}) = h_v A \Delta x (T - T_b) \quad (3.2)$$

Desenvolvendo, tem-se que:

$$\frac{T_{i+1} - T_b}{T_i - T_b} = \exp \left[\frac{h_v A \Delta x}{m_{ar} c_{p,ar}} \right] \quad (3.3)$$

Como a temperatura das pedras em cada volume de controle não é constante, isso irá resultar em um conjunto de equações cuja solução analítica é mais complicada. Por isso optou-se por uma solução numérica.

Uma correlação para determinar o coeficiente de transferência de calor por volume da matriz (h_v) em leitos empacotados foi desenvolvida por Kays e London (1964) em função do número de Reynolds para gases com número de Prandtl igual à 0,72.

$$\frac{h_v \cdot d_p}{c_{p,ar} \cdot Go} = 2,4 Re^{-0,3} \quad (3.4)$$

Onde: Go é a razão entre a vazão mássica e a área frontal, o diâmetro esférico equivalente das partículas (d_p) é determinado pelo diâmetro médio das pedras considerando-as como esferas, ou seja, é o diâmetro que teria uma esfera ocupando o mesmo volume de uma pedra. Para isso é necessário conhecer o número de pedras total. Devido à dificuldade inerente a tal processo, foi realizada uma análise estatística por amostragem para determinar esse valor. Ao se obterem os valores de média e variância de uma amostra, não se conhece a confiança com que esses valores podem estimar a amostra. Esse desconhecimento deve-se a erros causados pela amostragem. Esse erro pode ser determinado quando se ensaia diversas amostras de uma dada população obtendo-se a média. A variação dos valores das médias pode ser caracterizada como uma distribuição normal. No caso de amostras pequenas (menores que 20) indica-se o uso da distribuição t de Student. O valor do diâmetro médio das pedras calculado após 12 repetições foi de $14,2 \pm 0,4$ mm. O cálculo desse valor encontra-se no Capítulo 4 e os dados no anexo A.

$$Re = \frac{Go \cdot d_p}{\mu} = \frac{m_{ar} \cdot d_p}{\mu A} \quad (3.5)$$

O calor específico $c_{p,ar}$ é estimado segundo Threlkeld (1970) pela relação:

$$c_{p(ar)} = 4,186 \cdot (0,240 + 0,445 \cdot UA) \quad (3.6)$$

A viscosidade dinâmica é estimada pela equação para o ar seco fornecidas por Dunkle e Ellul (1972).

$$\mu_{(a)} = 1,459 \times 10^{-6} \cdot T_{(K)}^{1,5} / (T_{(K)} + 110,77) \quad (3.7)$$

A representação do volume de controle utilizado para o balanço de energia é mostrada na figura 3.1.

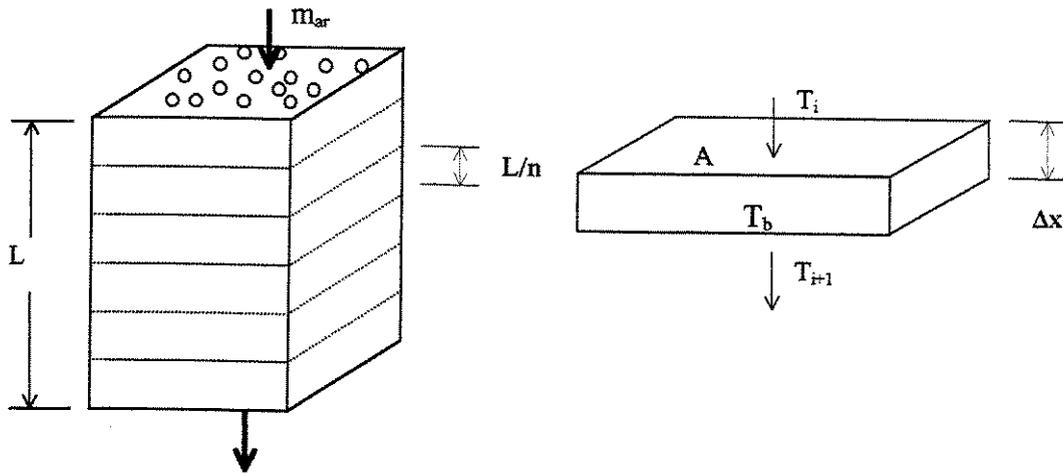


Figura 3.1 - Volume de controle do leito de pedras

O balanço de energia na seção Δx das pedras para um volume de controle adiabático:

$$(\rho_b A \Delta x)(1 - E)c_{pb} \frac{dT_b}{d\tau} = m_{ar} \cdot c_{p_{ar}} (T_i - T_{i+1}) \quad (3.8)$$

Desenvolvendo, tem-se que:

$$T_{b(\tau+\Delta\tau)} = T_{b(\tau)} + \left(\frac{m_{ar} \cdot c_{p_{ar}} (T_i - T_{i+1})}{(\rho_b A \Delta x)(1 - E)c_{pb}} \Delta\tau \right) \quad (3.9)$$

Para estimar o desempenho do sistema foram utilizadas algumas propriedades como massa específica das pedras, fração de vazio, diâmetro esférico equivalente e calor específico. Essas propriedades foram determinadas experimentalmente, com exceção do calor específico, que é tabelado. A determinação destas propriedades é mostrada no capítulo 4. Segundo Mumma e Marvin (1976), o valor do calor específico da matriz de pedras c_{pb} é igual à 840 J/kg °C. Foi utilizado esse valor no modelo.

Dunkle e Ellul (1972) apresentam dois importantes parâmetros adimensionais utilizados em transferência de calor de leitos empacotados. Eles surgem dos balanços de energia anteriores, ver anexo B.

Um deles é o comprimento adimensional (Y) que relaciona a transferência de calor convectiva com as dimensões do leito empacotado, calculado a partir da equação (3.2):

$$Y = \frac{h_v L}{c_p G_0} \quad (3.10)$$

O comprimento adimensional significa a razão entre o gradiente de temperatura do ar e o gradiente de temperatura entre a superfície das pedras e do ar, demonstrado no anexo B.

O outro parâmetro é o tempo adimensional que surge a partir das equações (3.2) e (3.8):

$$Z = \frac{h_v \theta}{\rho_m c_{pb}} \quad (3.11)$$

O tempo adimensional (Z) relaciona a transferência de calor convectiva com o tempo. Como o tempo do ciclo de funcionamento do regenerador θ varia, esse parâmetro adimensional não é constante ao longo do período. Em projetos se utiliza o tempo adimensional no fim do período (Z_p). O período é o intervalo de tempo em que os fluxos de ar são invertidos.

Dunkle e Ellul (1972) construíram cartas e gráficos para estimar o desempenho e projetar sistemas de leito de pedras empacotados, entre eles regeneradores,

armazenamento térmico e resfriadores evaporativos. Um deles relaciona a efetividade média de regeneradores de leitos empacotados, o comprimento adimensional (Y), o tempo adimensional no fim do período (Z_P) e a variação de temperatura adimensional ($\Delta\eta_T$). A efetividade instantânea em regeneradores térmicos é definida como a razão entre a diferença de temperatura em um fluxo de ar pela diferença de temperatura de entrada dos fluxos.

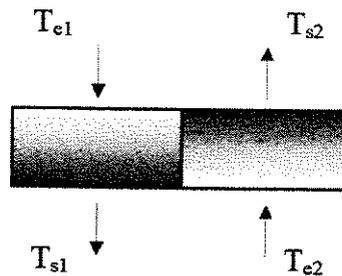


Figura 3.2 - Esquema do regenerador de leito de pedras

$$\eta_T = \frac{T_{e1} - T_{s1}}{T_{e1} - T_{e2}} \quad (3.12)$$

Onde: 1 refere-se ao primeiro regenerador e 2 refere-se ao segundo regenerador.

A efetividade varia através do tempo, diminuindo com o seu decorrer. Por isso ela é chamada de efetividade instantânea. Em projetos utiliza-se a efetividade no meio do período ($\bar{\eta}_T$). O período é o intervalo de tempo em que os fluxos de ar são invertidos.

Dunkle e Ellul (1972) utilizam em seus gráficos outro parâmetro: a variação de temperatura adimensional ($\Delta\eta_T$) que é a diferença entre a eficiência instantânea no início e no fim do período.

O comprimento adimensional (Y) está relacionado com a efetividade do regenerador. Quanto maior o comprimento adimensional, maior será a efetividade do regenerador. O período também possui uma influência na efetividade do regenerador a partir de um determinado valor. Em ciclos pequenos (valores de θ e Z_P pequenos), o

tempo não influencia a efetividade da temperatura média do regenerador. A partir de um determinado valor, o aumento dos ciclos começa a reduzir a efetividade da temperatura média. Como a efetividade instantânea diminui com o decorrer do tempo, isso significa que a diferença de temperatura entre a entrada e saída dos regeneradores vai diminuindo. Com isso o regenerador vai perdendo a capacidade de variar a temperatura do ar. O ciclo de operação influencia a efetividade instantânea do regenerador. O aumento do ciclo de operação eleva a efetividade no início do ciclo e diminui seu valor no fim do ciclo. O aumento contínuo do ciclo vai reduzir mais os valores da efetividade instantânea no fim do ciclo do que aumentar no início do ciclo, isso reduz a efetividade da temperatura média η_T utilizada em projetos. Isso ocorre pois o valor máximo da efetividade (1) é atingido mais rapidamente do que o valor mínimo (0). Essas observações podem ser visualizadas no gráfico de Dunkle e Ellul (1972).

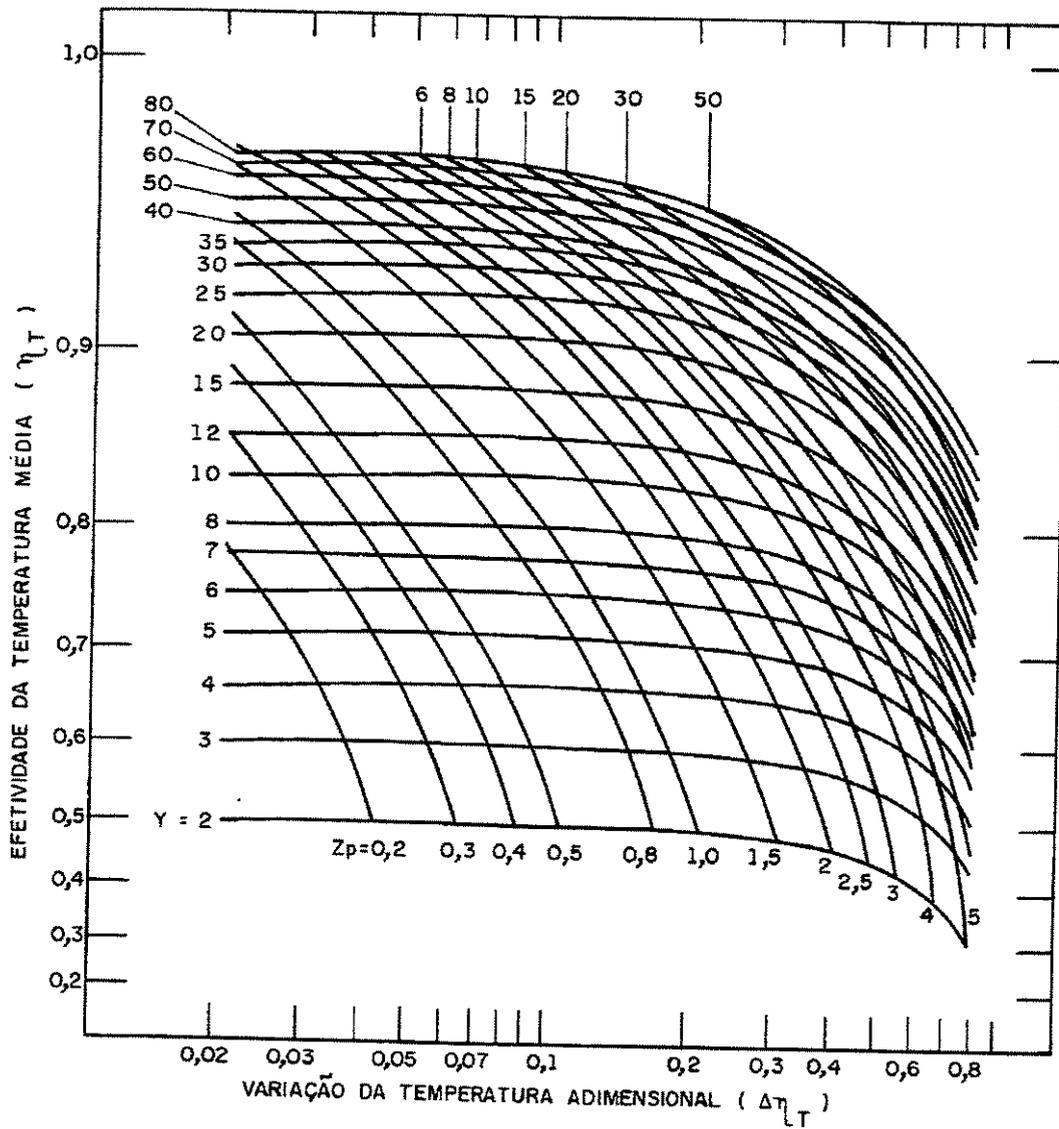


Figura 3.3 – Desempenho de regeneradores segundo Dunkle e Ellul (1972).

3.2 Resfriador Evaporativo

No resfriador evaporativo, o fluxo de ar é resfriado e umidificado ao atravessar o enchimento do resfriador. O resfriamento do fluxo de ar ocorre pela transferência de calor do ar para o leito, necessária para a evaporação de água. A queda de temperatura do ar é acompanhada pelo aumento da razão de umidade do ar. A efetividade (η) do resfriador

evaporativo é definida pela razão entre a diferença de temperatura do fluxo de ar pela máxima diferença de temperatura possível.

$$\eta_{RE} = \frac{T_e - T_s}{T_e - T_{e(BU)}} \quad (3.13)$$

A temperatura $T_{e(BU)}$ é estimada através do balanço de energia no resfriador evaporativo segundo Threlkeld (1970). O fluxo de entalpia na entrada é igual na saída. As seguintes hipóteses foram realizadas:

- Regime permanente, (para intervalos de tempo pequeno: 1 segundo)
- Processo adiabático,
- Variação da energia cinética e potencial desprezível,
- Toda água adicionada foi absorvida pelo ar na forma de vapor.

$$\dot{m}_a \cdot h_e + \dot{m}_w \cdot h_w = \dot{m}_a \cdot h_s \quad (3.14)$$

Onde: h é entalpia do ar [kJ/kg a.s.]

Em condições atmosféricas normais em sistemas ar-água, é comum assumir que a temperatura de bulbo úmido é $T_{(BU)}$ igual à temperatura de saturação adiabática. A temperatura de bulbo úmido é a temperatura de equilíbrio que o ar iria atingir se fosse umidificado em um processo adiabático. Nessa temperatura a razão de umidade é igual a razão de umidade de saturação.

A temperatura da água utilizada no processo de resfriamento evaporativo influencia a temperatura do ar no final. Para obter melhor precisão utilizou-se a equação (3.14) que leva em consideração a temperatura da água.

Hollands (1970) fez uma analogia do resfriador evaporativo com trocador de calor. Existe uma ampla variedade de geometrias de trocadores de calor. Sua efetividade (η) pode ser determinada em função da razão entre as capacidades térmicas máximas ($C_{m\acute{a}x}$) e mínimas ($C_{m\acute{i}n}$) e número de unidade de transferência (NUT) que também é um indicativo

da dimensão do trocador de calor. A efetividade é a razão entre a troca de calor real pela máxima troca de calor possível. A troca de calor real é calculada pela energia perdida ou recebida por um dos fluidos, a máxima troca de calor possível seria alcançada se um dos fluidos sofresse uma variação igual à máxima diferença de temperatura presente no trocador (a diferença entre as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio). A capacidade térmica é o produto da vazão mássica pelo calor específico ($\dot{m} \cdot c_p$). Em um processo com mudança de fase, a temperatura do fluido permanece constante e o fluido se comporta como se tivesse calor específico tendendo ao infinito. Nestes casos $C_{\min}/C_{\max} \rightarrow 0$ e as relações da efetividade se aproximam da equação.

$$\eta = 1 - e^{-NUT} \quad (3.15)$$

Segundo Holman (1983), o número de unidades de transferência NUT pode ser um indicativo da dimensão do trocador de calor. Baseado nesse fato Hollands (1970) relacionou a efetividade do resfriador evaporativo com o comprimento característico que é uma indicação da dimensão do trocador de calor.

$$\eta = 1 - e^{-Y} \quad (3.16)$$

Se o enchimento do resfriador evaporativo estiver na temperatura de bulbo úmido, a efetividade pode ser estimada pela equação (3.15) em função do comprimento adimensional (Y). Entretanto como o número de Lewis para sistemas ar-água é ligeiramente menor que um, a temperatura do enchimento chega a ser levemente menor que a temperatura de bulbo úmido, como demonstra Hollands (1970). O número de Lewis é a razão entre a difusividade térmica e a difusividade de massa no processo. Ele relaciona transferência de calor e de massa. No resfriamento evaporativo, ocorre transferência de calor devido à transferência de massa. Em sistemas de difusão ar-água o número de Lewis é aproximadamente um, isso significa que a transferência de massa pode ser estimada por analogia com a transferência de calor.

Hollands (1970) demonstrou que o efeito desse fenômeno na efetividade é pequeno e pode ser estimado considerando um aumento de 5 % no comprimento adimensional da matriz do resfriador. Para uma eficiência definida, o comprimento adimensional pode ser relacionado com a correção por:

$$1,05Y = \ln(1-\eta) \quad (3.17)$$

Dunkle e Ellul (1972) plotaram um gráfico da efetividade (η_{RE}) do resfriador evaporativo em função do comprimento adimensional (Y).

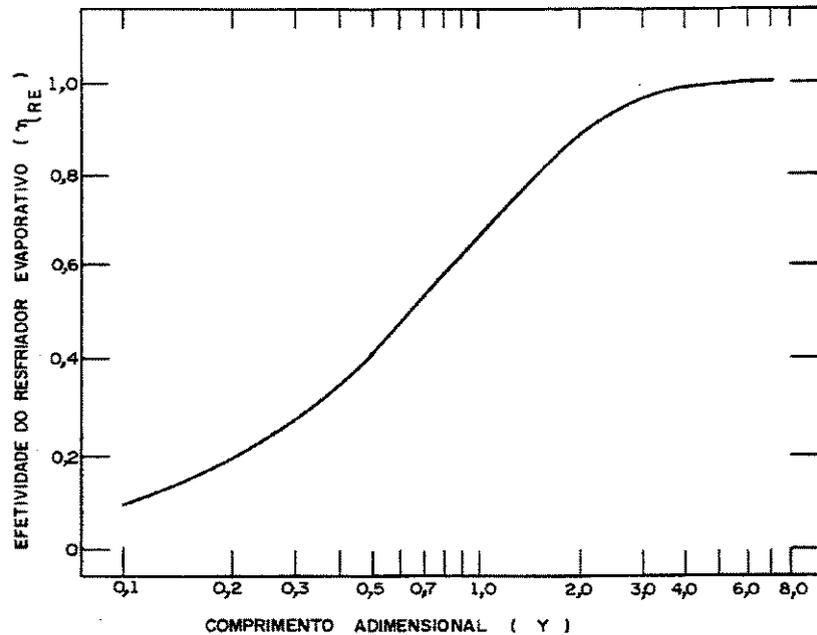


Figura 3.4 - Efetividade do resfriador evaporativo em função do comprimento adimensional.

No trabalho de Hogg (1971) as efetividades do regenerador e do resfriador evaporativo excedem a 90 %. Comparando esse valor de eficiência do regenerador através da figura (3.3), obtem-se $Y \cong 18$ e do resfriador evaporativo através da figura (3.4), obtem-se $Y \cong 2,3$, observa-se que o comprimento adimensional do regenerador é cerca de 8 vezes

maior do que do resfriador evaporativo. Indicando que o volume do regenerador é superior ao volume do resfriador evaporativo.

3.3 Variações de Pressão no Sistema

Os sistemas alternativos de conforto térmico devem ter baixo consumo de energia. O principal consumo no sistema RBR está relacionado diretamente à potência do ventilador, com isso o seu custo operacional é definido pelo consumo de energia do ventilador. Por isso este sistema deve ser cuidadosamente projetado para que seja vantajoso. A potência do ventilador é estimada por:

$$\text{Pot} = \frac{Q \cdot \Delta P_T}{\eta_{\text{vent}}} \quad (3.18)$$

Segundo Jones (1983), o rendimento do ventilador (η_{vent}) varia entre 0,7 e 0,8.

Quanto menor a queda de pressão total, menor será o consumo de energia, porém maior será o sistema. Quanto maior o sistema, maior será o custo de instalação inicial e de manutenção.

A queda de pressão total é composta pela queda de pressão: nos leitos de pedras e nos dutos.

A queda de pressão na matriz de pedras é estimada através de um parâmetro da queda de pressão de Dunkle e Ellul (1972).

$$\pi = \frac{d_p}{\mu_{\text{ar}}} \sqrt{\frac{\rho \cdot \Delta P}{Y}} = \text{Re}^{0,65} (8,75 \text{ Re} + 729,167)^{0,5} \quad (3.19)$$

Essas correlações utilizam a queda de pressão em partículas secas. No regenerador úmido, a queda de pressão nas partículas ($\Delta P_{\text{reg úmido}}$) deve ser corrigida pela expressão (3.20) válida para faixa de d_p entre 5 e 20 mm:

$$\Delta P_{\text{reg úmido}} = \Delta P \left(1 + \frac{0,0041}{d_p} \right) \quad (3.20)$$

As perdas de pressão nas tubulações foram estimadas pela carta do IHVE que relaciona vazão volumétrica de ar [m³/s], diâmetro do tubo [mm], velocidade média do ar [m/s] e perda de carga [mm de coluna de água por metro de duto]. A carta foi expressa para escoamento de ar a 20 °C a 1 atmosfera padrão em dutos de folha de aço galvanizado liso. Ver apêndice F.

As perdas de cargas na redução e expansão foram estimadas em função do coeficiente de perda de carga (k^a).

$$\Delta P = k^a \frac{\text{vel}^2}{2} \rho \quad (3.21)$$

As perdas de cargas na redução e expansão são relacionadas em função da maior velocidade do ar no acessório. Os coeficientes de perda de carga (k^a) foram obtidos por Fox e McDonald (1985).

Os ventiladores podem ser considerados um caso particular dos compressores; a única diferença é que a variação de pressão entre a entrada e saída do ventilador é pequena comparada com a do compressor.

Num ventilador é composto essencialmente de três elementos essenciais

- câmara de aspiração pelo qual o ar penetra no aparelho;
- rotor que comunica energia ao gás, sob a forma de pressão e velocidade;
- voluta que envolve o rotor e na qual o gás encontra uma seção progressivamente crescente e vai perdendo velocidade e essa energia se transforma em pressão

O aumento da temperatura do ar ao passar pelo ventilador isométrico foi estimado pela equação de gás perfeito para fluido incompressível:

$$\frac{P_{abs_e}}{P_{abs_s}} = \frac{T_c(K)}{T_s(K)} \quad (3.22)$$

O efeito da carga térmica que o sistema irá absorver será produzido por uma caixa com resistência elétrica estimada pela relação:

$$Q = m_{ar} \cdot c_{p_{ar}} \cdot \Delta T \quad (3.23)$$

sendo ΔT a diferença de temperatura entre a saída e a entrada da caixa com resistência elétrica. A caixa com resistência elétrica será detalhada no próximo capítulo.

Os dados de entrada do modelo foram os parâmetros operacionais (ciclo de operação, horas de funcionamento, temperatura, umidade, vazão volumétrica, potência da resistência elétrica), características do leito (área, profundidade, diâmetro das partículas, fração de vazio, massa específica). Em seguida foram determinados outros parâmetros de funcionamento como: número de Reynolds, coeficiente de convecção, comprimento característico, tempo adimensional, perdas de carga em cada componente do sistema, eficiência do resfriador evaporativo, etc... Posteriormente iniciava-se os balanços de massa e energia nos volumes de controle do leito e do ar para determinar as temperaturas e umidade no início e no final de cada componente do sistema. Os dados de temperatura e umidade nos volumes de controle foram armazenados e através desses foi calculado a efetividade do regenerador. Esses dados do modelo foram comparados com medidas experimentais do protótipo montado. O fluxograma do modelo é apresentado no anexo C.

Capítulo 4

Análise Experimental e Material Utilizado

Foi construído um protótipo na Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, em Campinas. Esse protótipo do sistema de leito de pedras úmido tem a finalidade de fornecer dados do desempenho que serão comparados com os dados obtidos do modelo teórico.

Foi estudada a influência do ciclo de operação no desempenho do sistema e realizada a análise de sensibilidade dos parâmetros envolvidos como: fração de vazio do regenerador, ciclos de operação, temperatura da água de alimentação do resfriador evaporativo, calor específico do material utilizado como regenerador térmico.

4.1 Requisitos de Projetos

Para projetar esse sistema devem ser observadas as seguintes condições:

(1) Limite de ventilação mínimo necessário para o ambiente em função do número de pessoas e suas atividades físicas. Esse limite evita a formação de odores desagradáveis dentro do local resfriado, além de garantir uma boa oxigenação do ar para as pessoas. No trabalho de Read, Chapman e Davey (1972) sobre o uso do sistema RBR em escolas na Austrália, é comentado que o limite de ventilação mínima é de 9 a 12 l/s por criança. Esse limite é significativo em sistemas de aquecimento.

(2) A temperatura do ambiente deve ser mantida em condições de conforto térmico e a umidade relativa do local não deve exceder 85%.

(3) O nível de ruído dentro do local deve ser mantido baixo o suficiente para evitar incômodo. O sistema de distribuição do ar é projetado para uma velocidade de insuflamento máxima de 5,08 m/s para evitar excesso de barulho, segundo Hogg (1971). No trabalho de Read, Chapman e Davey (1972) sobre escolas no sul da Austrália, o sistema de distribuição do ar é projetada para uma velocidade máxima de 5,08 m/s e a velocidade nas áreas ocupadas são mantidas abaixo de 2,54 m/s para evitar excesso de ruído. Para os dutos externos ao ambiente pode-se utilizar velocidade acima desse limite. Deve-se observar que em sistema com elevados valores de velocidade do ar, as quedas de pressão são muito grandes, resultando em custos operacionais elevados. Em oposição, em sistemas com velocidades do ar muito baixas, as perdas de carga são pequenas, pois os dutos são maiores, resultando em custos de instalação (materiais e mão de obra de instalação) elevados.

(4) Os custos operacionais e os custos de instalação devem ser suficientemente baixos para serem economicamente vantajosos em comparação aos sistemas convencionais.

(5) Deve-se ter cuidado com a qualidade da água utilizada no sistema para evitar contaminação do ambiente.

4.2 Projeto do protótipo

Inicialmente será descrito o funcionamento do protótipo e posteriormente a metodologia de construção.

A figura 4.1 mostra o esquema da distribuição do protótipo sistema RBR em diferentes ciclos.

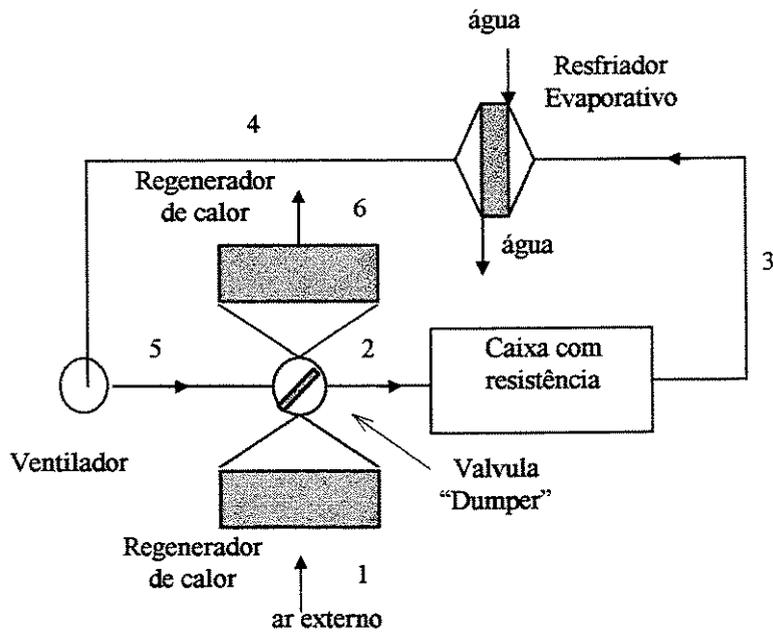


Figura 4.1.a - Esquema do protótipo sistema RBR funcionando num ciclo

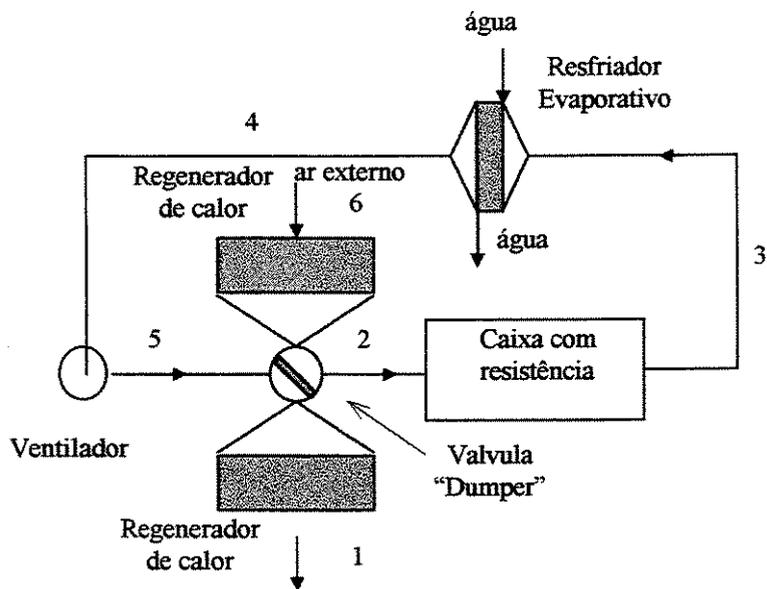


Figura 4.1.b - Esquema do protótipo sistema RBR funcionando no ciclo seguinte

Uma vazão de ar atmosférico entra à temperatura ambiente T_1 e é resfriado no regenerador à temperatura T_2 . Em seguida o ar atravessa a caixa com resistência elétrica se aquecendo à temperatura T_3 . A caixa com resistência gera a energia que será absorvida pela vazão de ar, ela produz a carga térmica que o local a ser resfriado teria, nela não ocorre variação da razão da umidade. Depois do ponto 3, a vazão de ar é resfriado por evaporação até T_4 no resfriador evaporativo e aquecido de T_4 a T_5 após atravessar o ventilador. Por último o fluxo de ar se aquece, ao atravessar o segundo regenerador até à temperatura T_6 , simultaneamente as pedras do mesmo regenerador são resfriadas pelo ar. Na figura 4.2 mostra-se o funcionamento do “Dumper” em detalhe durante um ciclo e outro.

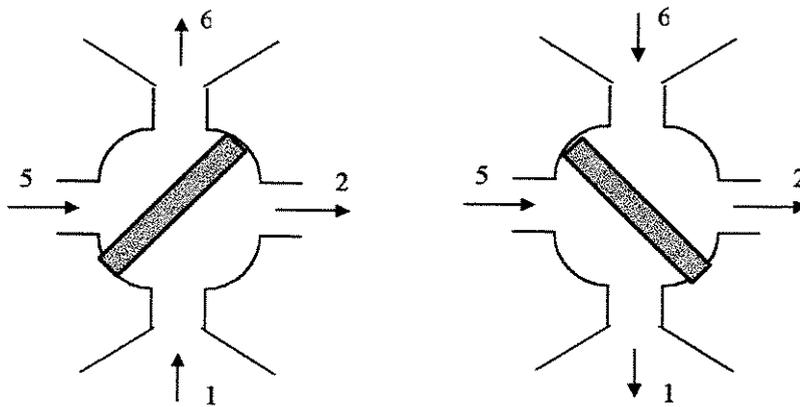


Figura 4.2 – Válvula Dumper

A função dessa válvula é inverter o fluxo de ar nos regeneradores, determinando o ciclo de operação. Ela define o comportamento dos regeneradores. Essa válvula é controlada pelo sistema de aquisição de dados através de um relé que aciona um pequeno motor com potência de 1/20 hp, sistema de polias, parafuso sem fim e duas chaves de fim de curso, montados em cima da válvula, como visto na figura 4.3.

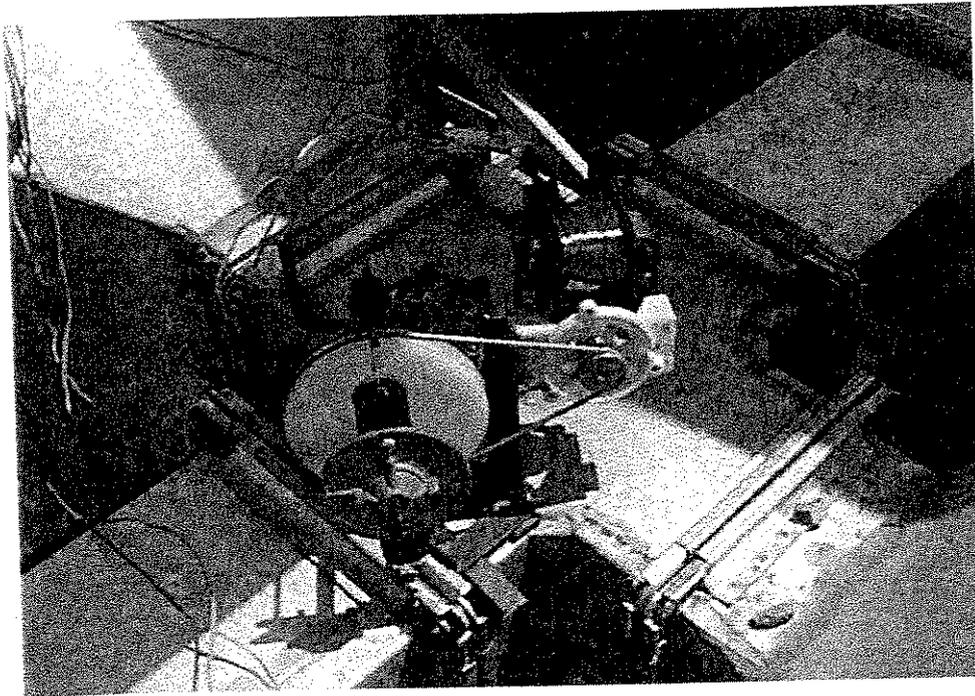


figura 4.3 – Acionamento da válvula “Dumper” através de um motor, polias, parafuso sem fim e chaves de fim de curso.

Projeto do protótipo:

(1) Inicialmente, algumas propriedades utilizadas no modelo para estimar o desempenho do sistema: massa específica das pedras, fração de vazio, diâmetro esférico equivalente foram determinadas experimentalmente. Encheu-se um recipiente de volume conhecido com pedras. Obteve-se a massa das pedras. Em todas as pesagens foi descontado o peso do recipiente. Obteve-se o número de pedras utilizado. Em seguida encheu-se o recipiente com água no mesmo nível das pedras e pesou-se, obtendo-se a massa das pedras mais água. A diferença entre os dois pesos forneceu o peso de água. Conhecendo-se o volume específico da água através de sua temperatura, determinou-se o volume ocupado de água.

A partir daí, estimou-se:

- A fração de vazio (E) que é a razão entre o volume de água e o volume do recipiente.
- A massa específica das pedras (ρ_b) que é a razão entre o peso de pedra e o volume de pedra. O volume de pedra é a diferença entre o volume do recipiente e o volume de água.
- O diâmetro esférico equivalente das partículas de pedra (d_p) é o diâmetro que teria uma esfera com o mesmo volume de uma pedra podendo ser calculado pela equação 4.1.

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{6}{\pi} \cdot \frac{V_{pedras}}{n^{\circ}_{pedras}}} \quad (4.1)$$

- A massa específica da matriz de pedras (ρ_m) que é a razão entre o peso de pedra e o volume do recipiente. Ela pode ser estimada pela relação:

$$\rho_m = \rho_b(1-E) \quad (4.2)$$

Os valores médios determinados desses parâmetros foram:

- A fração de vazio (E) vale $0,49 \pm 0,02$;
- A massa específica das pedras (ρ_b) $3084 \pm 93 \text{ kg/m}^3$;
- O diâmetro esférico equivalente das pedras (d_p) $14,2 \pm 0,4 \text{ mm}$;
- A massa específica da matriz de pedras (ρ_m) $1574 \pm 47 \text{ kg/m}^3$;

Esses dados estão tabulados no anexo A. Devido à dificuldade de se realizar uma amostragem da totalidade das pedras foi realizada uma análise estatística por amostragem para determinar o valor do diâmetro esférico equivalente das pedras com 12 repetições. A variação dos valores das médias foi assumida como uma distribuição normal. Foram determinados os números de

ensaios necessários para uma confiança de 90, 95 e 99 % em função de tolerâncias variando entre ± 2 e $\pm 10\%$ utilizando a distribuição t de Student conforme citado no capítulo anterior. Os resultado estão apresentados na figura (4.4). Ver anexo A.

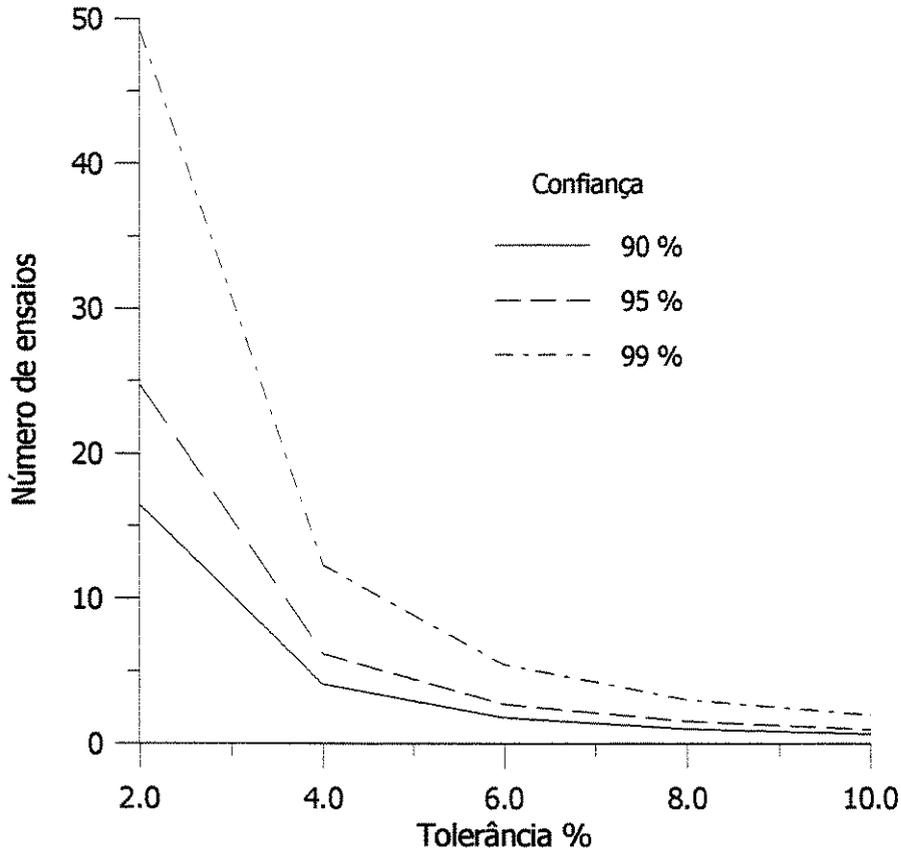


Figura 4.4 - Números de ensaios necessários em função da confiança e tolerância.

A média e o desvio padrão do diâmetro esférico equivalente são de 14,23 mm e 0,06426 mm respectivamente. Como a balança utilizada possui uma precisão de ± 20 gramas, a precisão da balança em relação à pesagem é de $\pm 2,2\%$, devido a isso optou-se por uma confiança de 95 % nos dados que não fosse comprometido pela precisão da balança. Então para os 12 ensaios realizados, obtém-se uma confiança de 95 % em uma tolerância de $\pm 3\%$.

(2) O passo seguinte foi esboçar o desempenho desejado do sistema em uma carta psicrométrica semelhante a da figura 2.4. Para isso deve-se conhecer as condições iniciais de temperatura e umidade. Observe o esboço da representação gráfica do desempenho desejado do protótipo em carta psicrométrica

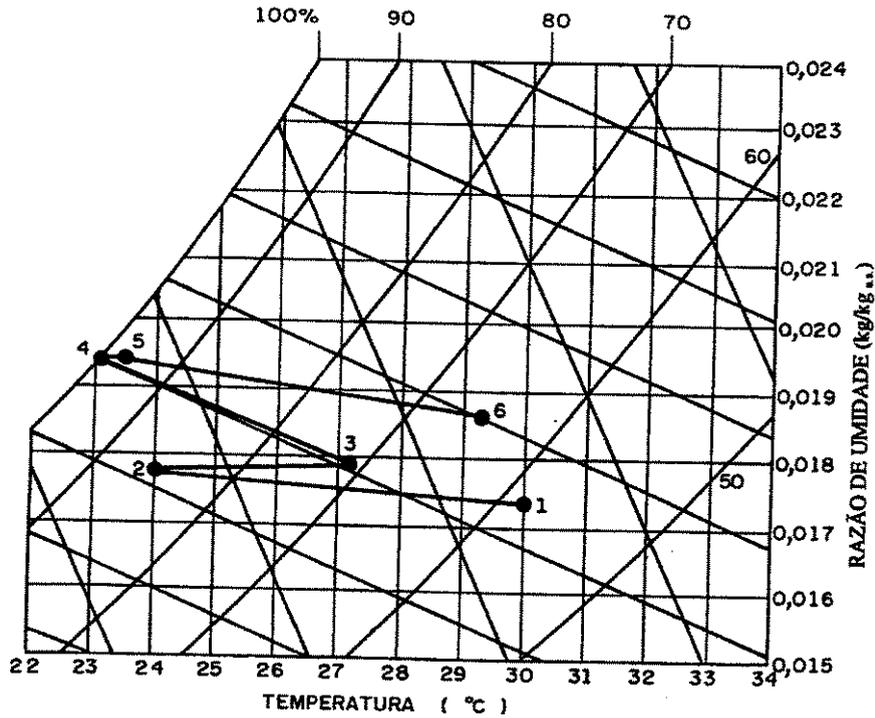


Figura 4.5 – Representação Gráfica do Desempenho desejado do protótipo

De acordo com dados da FEAGRI na UNICAMP, a média da máxima temperatura dos meses de janeiro e fevereiro foi de cerca de 30 °C e sua umidade relativa em torno de 58 % entre os anos de 1989 até 1996. (Ver apêndice C). A pressão atmosférica de Campinas está em torno de 710 mm Hg. Uma dificuldade para definir com precisão o desempenho desses sistemas é estimar a variação de umidade entre a entrada e saída do primeiro e segundo regenerador indicadas pelos pontos 1-2 e 5-6, respectivamente. Esse fenômeno de adsorção e desorção depende de alguns fatores como: o volume de leito de pedras, a quantidade de água armazenada na superfície das pedras, a velocidade do ar nas

pedras, a umidade dos fluxos de ar e a temperatura do ar. Como o sistema opera em regime transiente, alguns fatores não são constantes ao longo do tempo. Uma estimativa dessa variação de umidade foi extraída do trabalho de Hogg (1971). No primeiro regenerador, houve uma variação da razão de umidade de 0,0016 kg vapor/kg _{a.s.} em uma variação de 16,2 °C, resultando uma razão de $9,5 \times 10^{-5}$ kg vapor/(kg _{a.s.} °C).

As temperaturas na média do período foram definidas como sendo T₂ e T₃, iguais a 24 e 27 °C, respectivamente. Seus valores de razão de umidade são semelhantes. A temperatura T₄ é determinada pela eficiência do resfriador evaporativo. A diferença de temperatura (T₅-T₄) é devido ao ganho de calor do fluxo de ar ao atravessar o ventilador. Essa diferença só será estimada após a definição de dois parâmetros relacionados com o ventilador: vazão de ar e perda de carga total do sistema. A temperatura T₆ é a temperatura do ar na saída do 2º regenerador. Ela não precisa ser estimada com precisão pois a efetividade do regenerador definido na equação (3.12) não leva em conta essa temperatura. A tabela 4.1 apresenta os resultados obtidos para o desempenho desejado do sistema.

Tabela 4.1 – Desempenho desejado para o sistema.

Pontos	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
Temp. [°C]	30,0	24,0	27,0	22,74	22,74
UR [%]	58,0	85,0	71,2	98,43	98,43
U.A. [g/kg _{as}]	16,60	17,17	17,17	18,41	18,41

(3) A seguir determina-se a vazão de ar no sistema necessária para absorver a carga térmica instantânea máxima produzida na caixa com resistência elétrica. Através da diferença de temperatura entre os pontos 3 e 2 determina-se a vazão de ar necessária.

$$Q_t = \dot{m}_{ar} \cdot c_{p ar} \cdot (T_3 - T_2) \quad (4.3)$$

Como utilizou-se um ventilador cujo desempenho era desconhecido (curva de operação - vazão x perda de carga), a potência utilizada foi definida após a determinação da vazão de ar, após a construção do sistema.

- (4) Estimada a vazão volumétrica, pode-se definir as dimensões dos leitos de pedras. Começando pelo regenerador, através da equação (3.12).

$$\bar{\eta}_T = \frac{30 - 24}{30 - 23} = 0,86 \Rightarrow \text{pela figura 3.3, } Y \cong 13. \quad (4.4)$$

No início do projeto não foi considerado o efeito da variação de temperatura adimensional ($\Delta\eta_T$), pois pra isso são necessários cálculos mais precisos através das equações (3.3) e (3.9). Para que o sistema RBR seja eficiente e vantajoso em relação aos sistemas convencionais, o custo operacional do ventilador deve ser baixo. Para isso a queda de pressão de todo o sistema deve ser baixa, pois quanto maior a resistência que o ventilador deve superar, maior será o aumento da temperatura do ar ao passar pelo ventilador. O aumento da temperatura do ar reduz a eficiência do sistema. Segundo Close (1965) os leitos devem operar com valores de número de Reynolds abaixo de 100. Cavalcanti e Sanchez (2000), otimizaram teoricamente um sistema RBR operando em clima desértico considerando os custos operacionais (água e eletricidade) e de instalação e determinaram que o menor custo total se encontrava quando o número de Reynolds era próximo de 80. Esse artigo se encontra no apêndice B.

Definindo um valor do número de Reynolds, determina-se a área frontal do regenerador através da equação (3.5). No protótipo foi utilizado um ventilador centrífugo disponível na faculdade de engenharia mecânica. Por não se conhecer seu desempenho (relação vazão x perda de carga) foi definido uma área frontal aleatória do regenerador de 1m x 1m.

A profundidade L do regenerador é determinada através das equações (3.4) e (3.10), resultando numa profundidade de 0,29 m.

Por não se conhecer o desempenho do ventilador utilizado, foi realizado um teste preliminar no protótipo, sem o resfriador evaporativo, para se obter uma idéia da vazão de ar no sistema. Foi medida a velocidade local do ar através de um anemômetro de fio quente dentro das tubulações quadradas de ar. A tubulação possui área transversal quadrada de 18 cm por 18 cm. A vazão foi estimada integrando o perfil de velocidade obtido em relação ao centro do tubo.

A figura (4.6) mostra seção transversal da tubulação onde a medida da velocidade foi realizada e o volume de controle considerado no cálculo da vazão.

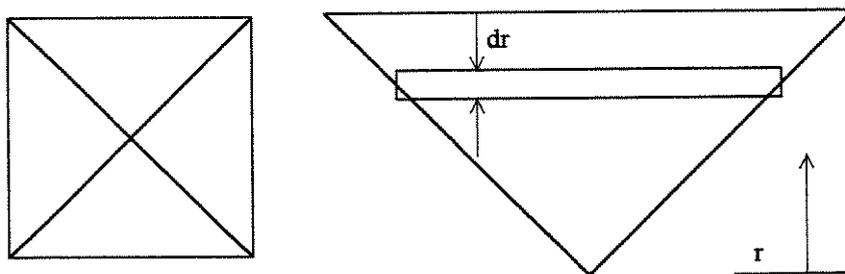


Figura 4.6 – Estimativa da vazão de ar na tubulação quadrada integrando a velocidade de acordo com a distância do centro do tubo.

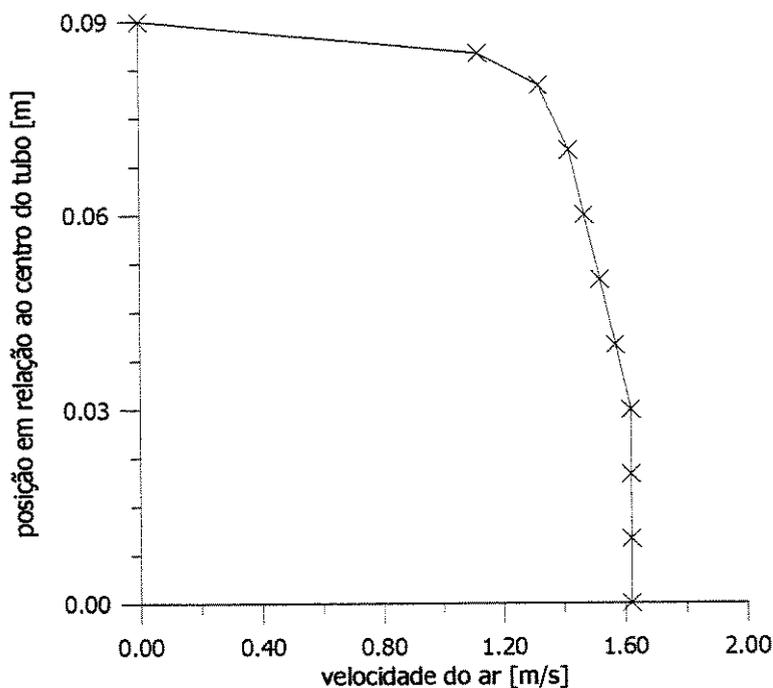


Figura 4.7 – Velocidade do ar em função da distância do centro do tubo.

A vazão de ar dentro da tubulação do sistema sem o resfriador evaporativo foi estimada em $0,0441 \pm 0,0049 \text{ m}^3/\text{s}$. (Ver anexo D).

A vazão mássica do ar seco (\dot{m}_{as}) pode ser calculada através da vazão volumétrica (Q) e do volume específico do ar úmido na equação (7.31).

$$m_a = Q/v \quad (4.5)$$

O número de Reynolds no regenerador pode ser estimado pela equação (3.5) sendo igual à

$$\frac{\dot{m}_a \cdot d_p}{\mu \cdot A} = \frac{0,04676 \cdot 0,0142}{1,861 \times 10^{-5} \cdot 1,0} = 35,69. \quad (4.6)$$

Após o regenerador, são definidas as dimensões do resfriador evaporativo. Seu desempenho afeta as características no ponto (4) mostrada na figura 4.1. Sua efetividade (η_{RE}) é definida pela equação (3.13).

$$\eta_{RE} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{3(BU)}} = \frac{27 - 22,74}{27 - 22,55} = 0,9573 \quad (4.7)$$

A temperatura $T_{3(BU)}$ foi estimada através do balanço de energia no resfriador evaporativo pela equação (3.14) e a temperatura da água foi assumida com sendo $25 \text{ }^\circ\text{C}$, sendo h_w igual à $104,7 \text{ kJ/kg}$ que corresponde à entalpia do líquido saturado a essa temperatura.

O comprimento adimensional do resfriador evaporativo é estimado pela equação (3.16) ou pela figura (3.4), resultando em $Y_{RE} = 3$.

A área transversal do resfriador pode ser estimada pela equação (3.5) definindo o número de Reynolds em torno de 52,0; resultando uma área de $0,8 \text{ m} \times 0,8 \text{ m}$.

$$52 = \frac{0,04676 \cdot 0,0142}{1,861 \times 10^{-5} \cdot A_{RE}} \quad (4.8)$$

Refazendo a equação (4.8) com a área de $(0,8 \text{ m})^2$ o número de Reynolds resulta em 55,76. Sua profundidade L é determinada de modo semelhante ao regenerador através das equações (3.4) e (3.10). Essas duas equações podem ser combinadas resultando numa equação para facilitar os cálculos:

$$\frac{Y_{RE} \cdot d_p}{L} = 2,4 \text{Re}^{-0,3} = \frac{3,0,0142}{L} = 2,4 \cdot 55,76^{-0,3} \quad (4.9)$$

Sendo a profundidade L igual à 0,06 m. Devido a dificuldade de uma boa compactação das pedras no resfriador, utilizou-se um profundidade L igual à 0,07 m. Isso altera Y_{RE} para 3,54.

A umidade adicionada dentro do resfriador evaporativo pode ser na forma de vapor ou líquido. Em alguns trabalhos encontrados na literatura a água dentro do resfriador era aspergida através de bombas. Nesse trabalho a água era adicionada dentro do resfriador através de um cano de PVC (policloreto de vinila) com furos de 0,5 mm de diâmetro sem utilizar bambas de água, somente com a pressão da própria tubulação.

(5) Conhecendo-se as dimensões dos leitos de pedras e a vazão, pode-se estimar as perdas de pressão no sistema que o ventilador terá que superar.

Conforme comentado no capítulo 3, a queda de pressão total é composta pela queda de pressão: nos dutos e nos leitos de pedras.

- ✓ A queda de pressão da matriz de pedras é estimada pelo parâmetro da queda de pressão (π) através da equação (3.18) que é função do número de Reynolds. No regenerador ($Re=35,69$), $\pi = 329,57$ e para $Y= 13$, $\Delta P= 2,950 \text{ Pa}$. No resfriador ($Re=55,76$), $\pi = 476,19$ e para $Y= 3,54$, $\Delta P=$

1,300 Pa, como o leito do regenerador é úmido a queda de pressão é corrigida pela equação (3.19) resultando em $\Delta P_w = 1,676$ Pa.

- ✓ As perdas de pressão nas tubulações foram estimadas pela carta do IHVE na figura (7.1) ou expressões (7.32 e 7.33), ambas localizadas no apêndice F. Para uma velocidade média de 1,361 m/s e diâmetro equivalente de 0,2031 m, isso resulta numa perda de carga por metro de 0,01348 mm CA ou 0,1319 Pa. O comprimento dos tubos é de 6,7 m e existem mais 20,4 m relativos as perdas localizadas, resultando em 27,1 m totais de comprimento dos tubos. As perdas localizadas foram estimadas do manual de ar condicionado da Carrier (1974) compostas por 3 cotovelos de 90° com 4 peças (3,6 m) e 2 mudanças de fluxo de 90° na válvula “Damper” (4,8m). As perdas de pressão nas tubulações foram estimadas em 3,575 Pa. Há também as perdas por redução e expansão nas coifas do regenerador, resfriador evaporativo e caixa com resistência calculada pela equação (3.34) em função do coeficiente de perda de carga (k^a). Esses coeficientes foram obtidos comparando os coeficientes de redução e expansão abruptos com os de variações graduais de área extraídos de Fox e McDonald (1985).

Para o regenerador $A_2/A_1=0,03$	$k_{red}^a = 0,22$
	$k_{exp}^a = 0,41$
Para o resfriador evaporativo $A_2/A_1=0,05$	$k_{red}^a = 0,22$
	$k_{exp}^a = 0,40$
Para o caixa com resistência $A_2/A_1=0,28$	$k_{red}^a = 0,16$
	$k_{exp}^a = 0,23$

A somatória dos coeficientes de perda de carga (k^a) é 1,64. As perdas de cargas totais de redução e expansão são 1,611 Pa.

As perdas de pressão no sistema compostas pelas variações de pressão: no ventilador, nos dutos (distribuídas, localizadas, redução e expansão) e nos leitos de pedras (2 regeneradores e 1 resfriador úmido) resultam em 13,74 Pa.

O aumento da temperatura do ar ao passar pelo ventilador foi estimado pela equação de gás perfeito (3.32), resultando em um aumento de 0,04 °C.

4.3 Composição Estrutural e Condições de Operação

O protótipo é composto de:

- Três leitos de pedras, duas delas atuando como regeneradores térmicos e o outro leito funciona como resfriador evaporativo. As dimensões deles são:

Área frontal do regenerador $A = 1 \times 1 = 1,0 \text{ m}^2$

Profundidade do regenerador $L = 0,29 \text{ m}$

Área frontal do resfriador evaporativo $A_{(RE)} = 0,8 \times 0,8 = 0,64 \text{ m}^2$

Profundidade do resfriador evaporativo $L_{RE} = 0,07 \text{ m}$

Para uma tolerância de $\pm 3 \%$, tem-se uma confiança de 95 % que as pedras possuem diâmetro esférico equivalente de partícula (d_p) de 14,2 mm.

- Uma caixa com resistência elétrica para simular o ganho de calor do ambiente.

Área frontal da caixa com resistência elétrica $A = 0,36 \text{ m} \times 0,36 \text{ m}$

Profundidade da caixa com resistência elétrica $L = 1,06 \text{ m}$

Valor da resistência elétrica $res = 20 \Omega$

- Um ventilador centrífugo acionado através de uma correia por um motor de $\frac{1}{4}$ CV.
- Quanto à tubulação de ar, o sistema possui: 6,7 m de comprimento de tubulação de chapa galvanizada de perfil quadrado de 0,18 m x 18 m; 3 cotovelos de 4 peças

com razão $R/D=1,5$; seis coifas, sendo duas no regenerador, duas no resfriador evaporativo e duas na caixa com resistência;

- Uma válvula (“Damper”) para alternar o fluxo de ar nos regeneradores.

As condições de operação do protótipo são:

Número de Reynolds do regenerador	$Re = 35,69$
Número de Reynolds do resfriador evaporativo	$Re = 55,76$
Vazão volumétrica do ar	$Q = 0,04411 \text{ m}^3/\text{s}$
Perda de carga nos dutos (distribuídas, localizadas)	$\Delta P = 3,575 \text{ Pa}$
Perda de carga nas reduções e expansões das coifas	$\Delta P = 1,611 \text{ Pa}$
Perda de carga no leito de pedras (regenerador)	$\Delta P = 2,950 \text{ Pa}$
(resfriador evaporativo)	$\Delta P = 1,676 \text{ Pa}$
Perda de carga total no sistema	$\Delta P = 12,76 \text{ Pa}$

4.4 Instrumentação

Para avaliação do sistema é necessária a determinação de alguns pontos de medição de temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido e queda de pressão. A medida da umidade é usualmente estabelecida através da temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido e pressão. Segundo o esquema do protótipo na figura 4.1, foram definidos os seguintes pontos de medição:

Ponto 1: (temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido) Entrada do regenerador.

Ponto 2: (temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido) Saída do regenerador e entrada da caixa com resistência elétrica.

Ponto 3: (temperatura de bulbo seco) Saída da caixa com resistência elétrica e entrada do resfriador evaporativo.

Ponto 4: (temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido) Saída do resfriador evaporativo e entrada do ventilador.

Ponto 6: (temperatura de bulbo seco) Saída do regenerador.

Conforme comentado anteriormente, quando o fluxo de ar atravessa o ventilador, ocorre um aumento da temperatura do ar. Essa variação da temperatura entre a entrada e saída do ventilador (pontos 4 e 5) é pequena e constante para a mesma vazão de ar. Ela foi determinada utilizando o mesmo termopar antes de iniciar a adição de água. A temperatura no ponto 5 foi estimada acrescentando essa variação de temperatura na temperatura no ponto 4.

A temperatura foi medida através de termopares tipo J que foram aferidos no próprio sistema de aquisição de dados.

A temperatura de bulbo úmido foi medida através de psicrômetros construídos. Essa temperatura era indicada por termopares fixados dentro de um cadarço, cuja extremidade do cadarço estava imersa em água, conforme mostra a figura (4.8).

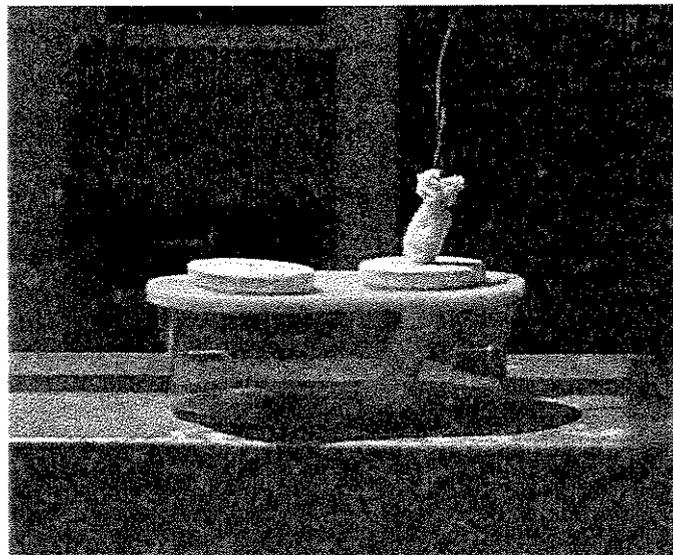


Figura 4.8 – Dispositivo para medição da umidade através de termômetro de bulbo úmido.

Dentro de um psicrômetro ocorre os seguintes fenômenos: quando a mistura de ar úmido (ar seco e vapor de água) não está saturada, parte da água do cadarço evapora e difunde-se através do ar úmido. Isso provoca uma queda da temperatura no cadarço devido a evaporação da água. Quando esse fenômeno atinge o regime permanente, o cadarço atinge a temperatura de bulbo úmido. Como esse fenômeno depende da velocidade do ar e da radiação do ambiente Threlkeld (1970) propôs uma teoria para os psicrômetros na qual estima-se a razão de umidade pela relação abaixo:

$$UA = UA_{sat} - K'(T - T_{(BU)}) \quad (4.10)$$

A descrição do cálculo de K' se encontra no apêndice G.

A queda de pressão foi medida através de um micromanômetro digital entre os pontos (1-2) no regenerador, (3-4) no resfriador evaporativo, (4-5) no ventilador e (5-6) no regenerador.

Para avaliação do sistema foram necessários os seguintes materiais:

- (1) Microcomputador com sistema de aquisição de dados (StrawberryTree) com possibilidade de registrar 8 pontos de medição, onde foram medidas as temperaturas através de termopares.
- (2) Micromanômetro digital marca Alnor, modelo 530 com limite de pressão máxima de 5 psi para as medidas de queda de pressão entre os pontos mencionados acima.
- (3) Anemômetro analógico de fio quente para medir a velocidade do ar.
- (4) Balança marca Filizola modelo ID-1500 com divisão de 20 gramas para determinar: densidade das pedras, fração de vazio e diâmetro esférico equivalente.

4.5 Materiais para Construção do Sistema

Para a montagem do sistema de leito de pedras foram necessários os seguintes materiais:

Descrição da planta

- 0,3348 m³ de partículas de pedras brita número 1.
- 1 ventilador centrífugo acionado por polia.
- motor ¼ CV.
- 13 folhas de ferro galvanizado de 1,20m x 2,00m para construir 6,7 m de tubulação, 3 cotovelos de 4 peças com razão R/D=1,5; 1 “dumper”, 6 coifa de 45° com áreas quadradas de 1m², 0,64m² e 0,13m², 1 adaptador para mudança de área quadrada para circular.
- 6 cantoneira de aço de 6 m por 1' e 1/8' para sustentar o leito de pedras e proteger o sistema.
- Tubo de PVC de ¾" (2 m) para abastecimento de água.
- 6 m² de tela ondulada de aço malha 1" fio 10 e 6 m² de tela peneira galvanizada.
- Flanges para unir as tubulações mais guarnições adesivas de borracha.
- 4 placas de madeira 2,2m x 1,2m x 0,10m para construir a caixa de resistência e as laterais dos regeneradores.
- 1 galão de tinta, 1 galão de celador de madeira, silicone (para vedar o módulo) e Pincel.
- 1 capacitor para motor de 380 V e 10 µF.
- Outros (Recipiente para o termômetro de bulbo úmido, parafuso, rosca, arruelas, etc)

Custo total: R\$ 1100,0

4.6 Dificuldades Experimentais Encontradas

Segundo Downie (2000), muitas questões práticas podem atuar negativamente sobre o desempenho dessas unidades. Durante a montagem do experimento ocorreram algumas dificuldades. Dentre elas as mais relevantes são:

1. Os leitos de pedras são muito pesados, por isso deve pensar na seqüência da construção do sistema para evitar problemas na montagem da tubulação e dos acessórios. Antes de preencher os leitos com as pedras, deve-se ser conectado toda a tubulação e os seus acessórios, pois futuros ajustes na tubulação e nos acessórios, principalmente no “damper” que se localiza entre os dois regeneradores ficam muito difíceis devido à dificuldade de deslocamento dos leitos. Também deve-se pensar de que maneira os leitos serão preenchidos com as pedras.
2. As tubulações e seus acessórios, principalmente as coifas, devem ser perfeitamente vedadas para evitar vazamento de ar.
3. No resfriador evaporativo há uma vazão de água para promover o resfriamento. Para que a água não encha completamente o resfriador aumentando o seu peso e reduzindo sua eficiência, é necessário fixar um dreno no fundo do resfriador. Esse dreno foi construído em formato de sifão para manter uma camada de água internamente e evitar vazamento de ar através dele. O seu formato define o volume de água que vai permanecer dentro do resfriador em função da vazão de água que entra. Se o formato do dreno produzir uma perda de carga não suficiente para manter água no dreno, ocorre vazamento de ar. Se o seu formato produzir uma perda de carga alta, o volume de água que permanece dentro do resfriador vai aumentar, aumentando o peso do resfriador e reduzindo sua eficiência. O excesso de água dentro do resfriador pode provocar vazamentos de água.

4. A válvula “damper” e seu sistema de acionamento (chaves de fim de curso) devem ser construídas e fixadas com cautela pois o seu funcionamento contínuo produz que eles não voltem exatamente para a posição desejada ou não vedem perfeitamente os fluxos de ar. Isso prejudica o desempenho do regenerador. Esse fato pode ser compreendido observando a válvula e o sistema de acionamento através da figura 4.2 e 4.3.

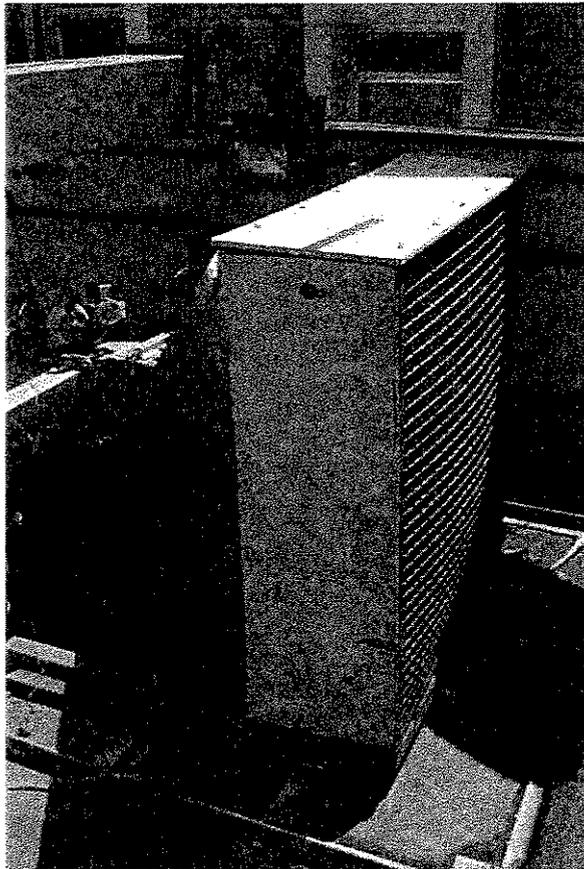


Figura 4.9 – Regenerador montado sobre uma base de aço.

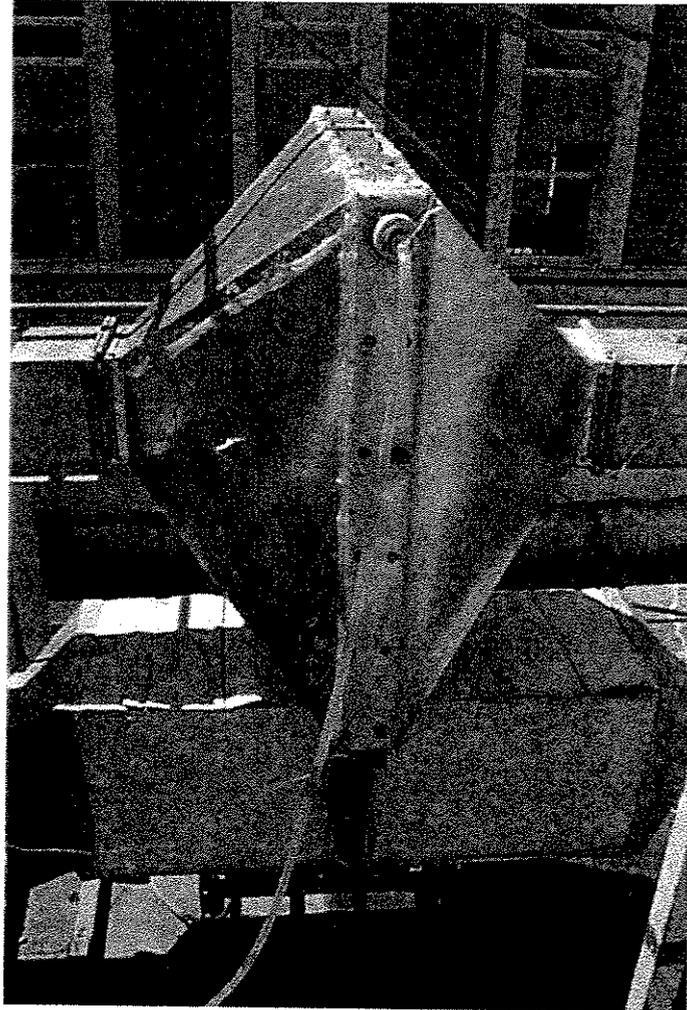


Figura 4.10 – Resfriador evaporativo montado sobre a caixa com resistência elétrica.

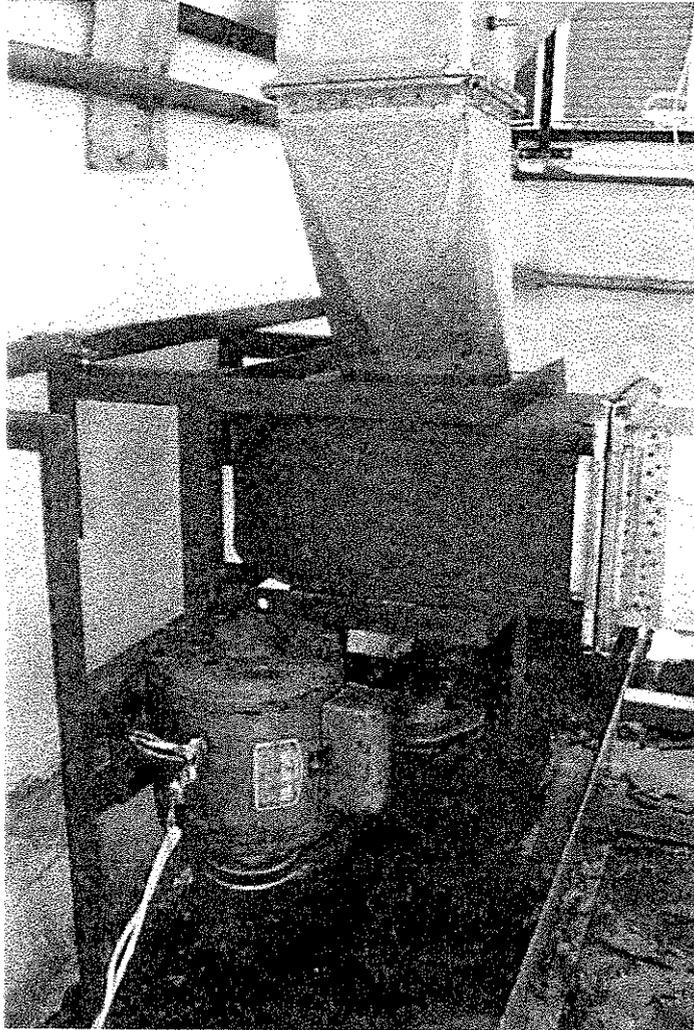


Figura 4.11 – Ventilador centrífugo accionado por motor de $\frac{1}{4}$ CV através de polia.

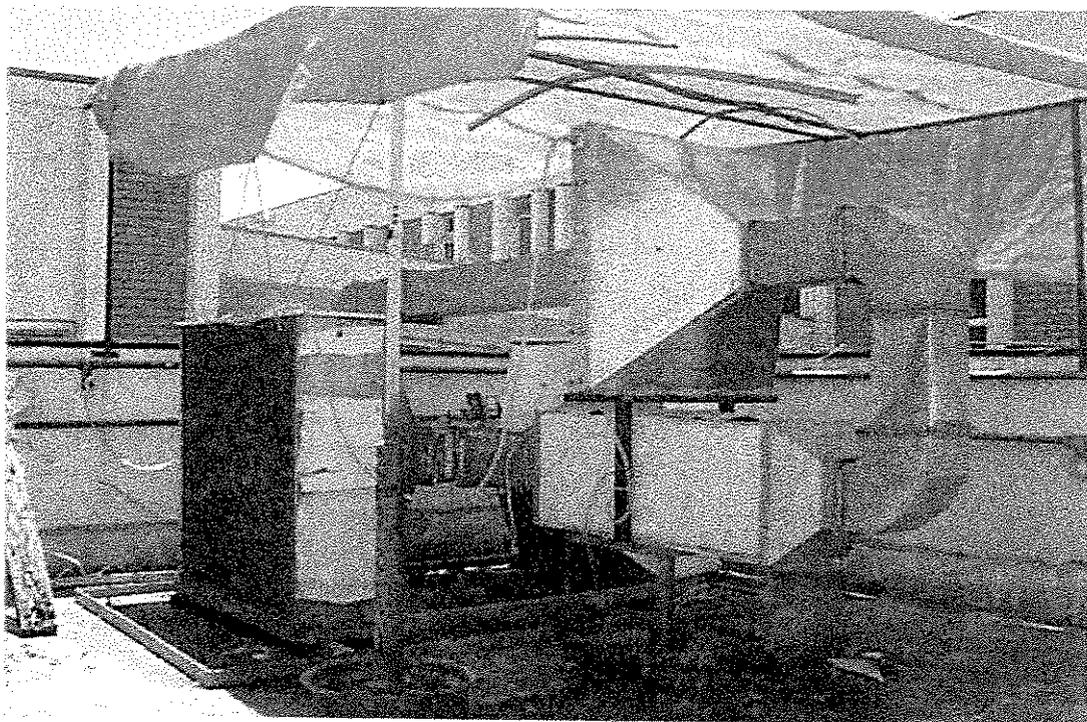


Figura 4.12 – Sistema RBR montado sob uma lona.

Capítulo 5

Resultados e Discussões

Os dados da simulação do modelo foram comparados com as medidas experimentais de queda de pressão, temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido.

Antes de se obter os dados teóricos através da simulação do modelo foi avaliada a influência do número de volumes de controle considerado no regenerador sobre a temperatura do ar na saída do regenerador. Variou-se o número de divisões do volume de controle do regenerador entre 5 e 20 e foi observada a temperatura do ar na saída do leito de pedras em função do número de ciclos. Foram adotadas as seguintes hipóteses:

1. Temperatura do ar na entrada do regenerador constante e igual à 30 °C.
2. Temperatura inicial das pedras igual à temperatura do ar na entrada do regenerador, 30 °C
3. Temperatura da água na entrada no resfriador evaporativo de 25 °C.
4. Temperatura do ar na entrada no resfriador evaporativo constante, igual à 27 °C e em função da temperatura da água e do desempenho do resfriador.
5. Como a temperatura do ar na entrada no resfriador evaporativo é constante, a temperatura do ar na saída no resfriador evaporativo também é constante e igual à 22,66 °C.
6. Ciclo de operação de 10 minutos.

A influência do número de volume de controle adotado no regenerador pode ser visualizada na figura 5.1.

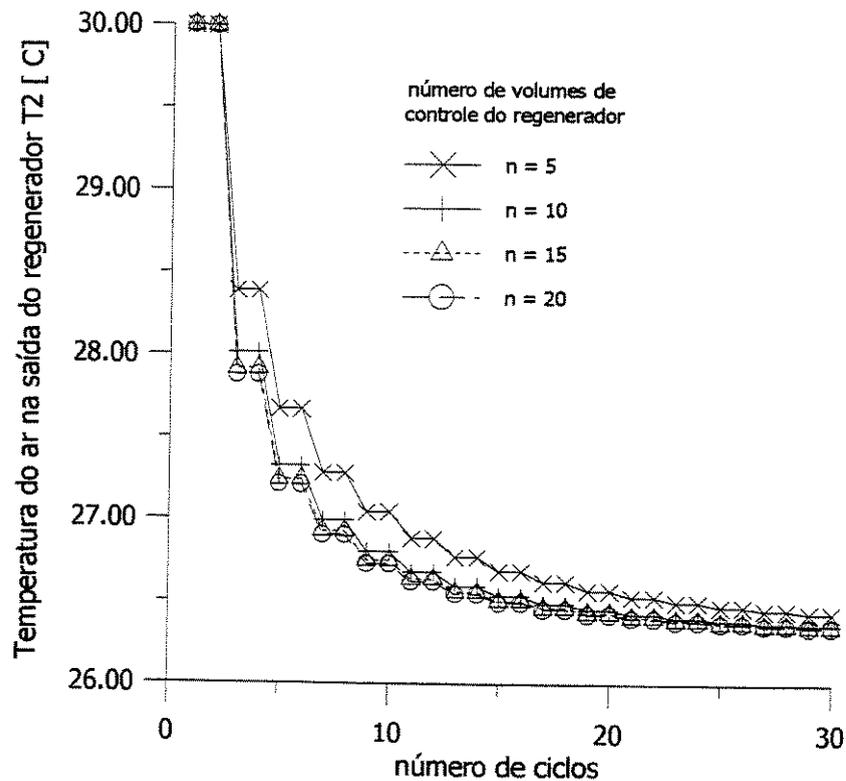


Figura 5.1 – Influência do número de divisões do volume de controle do regenerador no modelo para ciclos de 10 minutos

A profundidade do regenerador é de 0,29 m, se forem utilizados volumes de controle iguais à 1/5 dessa profundidade, a temperatura na saída do regenerador será comprometida pelo tamanho da malha. À medida que se refina essa malha, a precisão do modelo é melhorada, pois volumes de controle grandes produzem resultados com pouca precisão. Para números de divisões do volume de controle de 10, 15 ou 20, a precisão do modelo é praticamente idêntica, então a partir de 10 volumes de controle os resultados são idênticos. Para a simulação do modelo, foi adotado o número de divisões do volume de controle igual à 15.

Também é observado o tempo em que o sistema entra em regime permanente nessas condições (temperatura do ar na entrada do regenerador é constante). Acima de 25 ciclos de 10 minutos, a temperatura na saída do regenerador se torna constante, equivalendo à cerca de 4 horas e 10 minutos. Lembra-se que a temperatura do ar na entrada do regenerador não é constante ao longo das horas do dia, por isso esse sistema não entra em regime permanente, mas a partir de um determinado tempo, funciona em regime homogêneo. O objetivo de se determinar o tempo em que o sistema entra em regime permanente é obter uma estimativa de quanto tempo o sistema deve funcionar para atingir um desempenho homogêneo se a distribuição da temperatura do ar externo ao longo das horas for semelhante durante o dia. Foi estimado o tempo para o sistema entrar em regime permanente para ciclos entre 5 e 20 minutos. A figura 5.2 apresenta os resultados obtidos considerando 15 volumes de controle no regenerador.

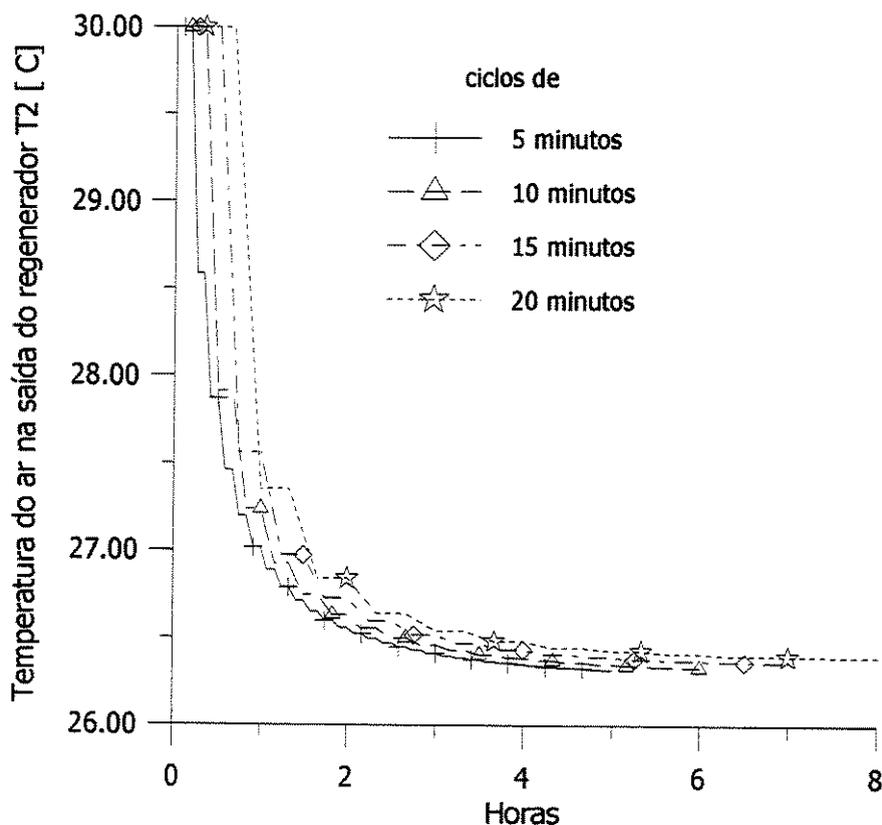


Figura 5.2 – Tempo para estabilizar a temperatura na saída do regenerador em função dos ciclos de operação para 15 volumes de controle no regenerador.

Observa-se que o tempo em que o sistema entra em regime permanente, ou seja quando a temperatura do ar na saída do regenerador não varia com o tempo, está entre 4 e 6 horas. Quanto maior o tempo de ciclo, ligeiramente maior será o tempo para se atingir o regime permanente. Com isso procurou-se operar o experimento entre 4 e 6 horas, operando mais tempo para ciclos maiores.

5.1 Parâmetros do Desempenho e Queda de Pressão

Para verificar o desempenho e a influência dos parâmetros de operação do sistema, deve-se conhecer inicialmente a vazão de ar no sistema. Ela foi determinada de forma semelhante ao teste preliminar descrito no capítulo 4 sem o resfriador evaporativo: medida a velocidade do ar através de um anemômetro de fio quente e integrando a vazão dentro da tubulação quadrada. A figura 5.3 apresenta o perfil de velocidade do ar dentro da tubulação em relação ao centro do tubo.

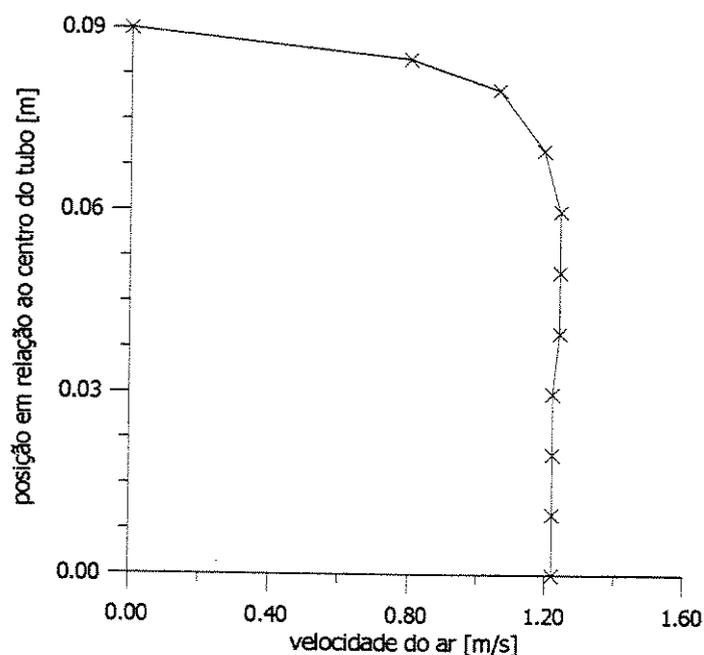


Figura 5.3 – Velocidade do ar em função da distância do centro do tubo.

A vazão de ar dentro da tubulação do sistema é igual à $Q = 0,03564 \text{ m}^3/\text{s} \pm 0,00234$. (Ver anexo D).

A vazão mássica do ar (\dot{m}_{as}) foi estimada através da vazão volumétrica (Q) e do volume específico do ar na equação (7.31). O volume específico igual à $0,9607 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$, foi definido através da média da temperatura do ar e da sua razão de umidade durante os ensaios com ciclos de 5 minutos, sendo estas iguais à $33,5 \text{ }^\circ\text{C}$ e $20,92 \text{ g}/\text{kg}_{as}$. Assim a vazão mássica é $0,03710 \text{ kg}_{as}/\text{s}$.

As condições de operação estimadas pelo modelo computacional foram:

No regenerador:

- Número de Reynolds $Re = 28,07$
- Comprimento característico $Y = 18,02$
- Queda de pressão $\Delta P = 2,251 \text{ Pa}$
- Efetividade (p/ ciclos de 5, 10 e 15 min) $\eta = 0,90$ (fig. 3.3)

No resfriador evaporativo

- Número de Reynolds $Re = 43,85$
- Comprimento característico $Y_{RE} = 3,80$
- Queda de pressão no leito úmido $\Delta P = 1,249 \text{ Pa}$
- Efetividade $\eta_{RE} = 0,9815$

Vazão mássica	$m_a = 0,03710 \text{ kg}_{as}/\text{s}$
Vazão volumétrica	$Q = 0,03564 \text{ m}^3/\text{s}$
Velocidade média do ar na tubulação	$vel = 1,100 \text{ m/s}$
Perda de carga	$\Delta P = 0,1139 \text{ Pa/m}$ (0,01164 mm CA/m)
Perda de carga nos dutos (distribuídas, localizadas)	$\Delta P = 3,575 \text{ Pa}$
Perda de carga nas reduções e expansões das coifas	$\Delta P = 1,611 \text{ Pa}$

Perda de carga total no sistema

$$\Delta P = 12,76 \text{ Pa}$$

O aumento da temperatura do ar ao passar pelo ventilador foi de $\Delta T = 0,04 \text{ }^\circ\text{C}$.

Um micromanômetro digital foi utilizado para medir a queda de pressão entre alguns pontos do aparato experimental. A queda de pressão é proporcional a velocidade do ar no sistema. Como nos ensaios não foi variada a velocidade do ar, as variações de pressão são iguais para todos os ensaios, pois a variação de pressão é proporcional a velocidade do ar. A queda de pressão nos leitos é definida em função do número de Reynolds que é proporcional a velocidade do ar, observe as equações 3.18 e 3.5. A queda de pressão nas tubulações e nas reduções e expansões das coifas também são proporcionais a velocidade do ar, observe a figura 7.1 e a equação 3.20. Os valores de diferença de pressão entres os pontos são:

- (1-2) primeiro regenerador, $- 2 \pm 1 \text{ Pa}$.
- (3-4) no resfriador evaporativo, $- 1 \pm 1 \text{ Pa}$.
- (4-5) no ventilador, $+ 12,5 \pm 1 \text{ Pa}$.
- (5-6) no regenerador, $- 2 \pm 1 \text{ Pa}$.
- Perda de carga total no sistema $- 12,5 \pm 1 \text{ Pa}$.

A pressão absoluta nos pontos (1) e (6) foi de $710 \pm 5 \text{ mm Hg}$.

5.2 Análise dos Resultados Experimentais e Comparação com os Dados do Modelo

Foi testado o desempenho do sistema em função do ciclo de operação variando em 5, 10 e 15 minutos. Foram obtidas medidas experimentais de temperatura de bulbo seco e de bulbo úmido do ar ao longo das horas do dia através de um sistema de aquisição de dados com possibilidade de registrar 8 pontos de medição, onde as medidas de temperaturas foram realizadas através de termopares. Foram realizadas 5 medições a cada

ciclo. As medidas experimentais foram comparadas com os dados da simulação do modelo.

Foi medida a temperatura do ar nos pontos: (1), (2), (3), (4) e (6) mostradas na figura (4.1). Na frente de cada regenerador foi fixado um termopar. Em um ciclo o ar externo entra pelo primeiro regenerador e sai do sistema pelo segundo, no ciclo seguinte o ar externo entrará pelo segundo regenerador e sairá pelo primeiro. Portanto, a temperatura do ar externo é medida a cada ciclo pelos pontos 1 e 6 alternadamente. O mesmo ocorre para a temperatura de saída do ar do sistema, porém de modo inverso, o mesmo ocorre com a determinação da temperatura de bulbo úmido.

A determinação da temperatura do ar no ponto (5) é difícil devido à variação da leitura da temperatura pelo termopar. Essa instabilidade é causada pela turbulência provocada pelo ventilador. Como o termopar não teve precisão suficiente para determinar a variação da temperatura ao atravessar o ventilador, entre os pontos (4) e (5) e como a diferença da temperatura entre esses pontos estimadas no modelo é pequena ($\Delta T=0,04$ °C), assumiu-se que a temperatura T_5 é idêntica a temperatura T_4 .

A temperatura de bulbo úmido foi medida nos pontos (2), (4) e (6) através do psicrômetro. As leituras da temperatura de bulbo úmido do ar externo e da temperatura de saída do ar do sistema foram medidas a cada ciclo nos pontos 1 e 6 alternadamente com o mesmo psicrômetro.

Os ensaios foram realizados no mês de fevereiro de 2001, iniciando-se aproximadamente às 11:45 hs e terminando entre 16:15 e 17:15 hs. A resistência elétrica da caixa foi ligada por volta das 13:40 hs com potência de 50 W. Se a resistência fosse ligada no início do experimento, a temperatura do ar que esfria a o segundo regenerador à temperatura T_5 seria mais quente do que o ar externo que entra a temperatura T_1 , com isso a regenerador seria esquentado e não esfriado como deve funcionar. A diferença de temperatura (T_3-T_2) média no experimento se encontra entre 1,2 e 1,3 °C. Pela equação 4.3 essa diferença de temperatura no modelo, para vazão mássica do ar de 0,03710 kg/s é igual à 1,3 °C.

Nos primeiros ensaios, um dos regeneradores recebia radiação solar diretamente sobre as pedras, isso causava um aquecimento na sua superfície. A temperatura do ar

externo oscilava cerca de 6,5 °C a cada ciclo, tendo seu pico máximo no ciclo em que o ar externo era succionado através desse regenerador. Como o termopar no ponto (1) ficava fixado na área frontal do regenerador, sua medição era alterada pela superfície quente das pedras que aquecia a ar na sua redondeza. Para evitar isso foram colocadas lonas para minimizar a radiação solar direta.

Antes que a resistência elétrica na caixa com resistência elétrica fosse ligada, havia um aumento da temperatura médio de 1,3 °C entre a entrada e saída da caixa (T_2 e T_3) devido ao ganho de calor pelo ar quente externo através da tubulação. Para minimizar esse ganho de calor, as tubulações foram isoladas com placas de isopor de 20 mm envolvidas externamente com papel alumínio. Após o isolamento não ocorreu o aumento da temperatura entre a entrada e saída da caixa (T_2 e T_3).

Os resultados são mostrados nas figuras 5.4 a 5.6. Os pontos de temperatura mostrados seguem o esquema da figura 4.1.

Nas figuras 5.4.a, 5.5.a e 5.6.a, a temperatura T_1 foi plotada ajustando os dados a curvas e representada por uma linha grossa. Nas figuras 5.4.b, 5.5.b e 5.6.b, a temperatura T_1 foi plotada pelos próprios pontos e representada pelo símbolo (+).

Entre 14 e 15 horas observa-se uma queda da temperatura do ar externo T_1 nas figuras 5.4.a e 5.4.b e entre 14:30 e 16:30, nas figuras 5.5.a e 5.5.b devido a presença de nuvens nesse intervalo de tempo.

Obs.: a seta (↑) indica o horário em que foi ligado a resistência elétrica.

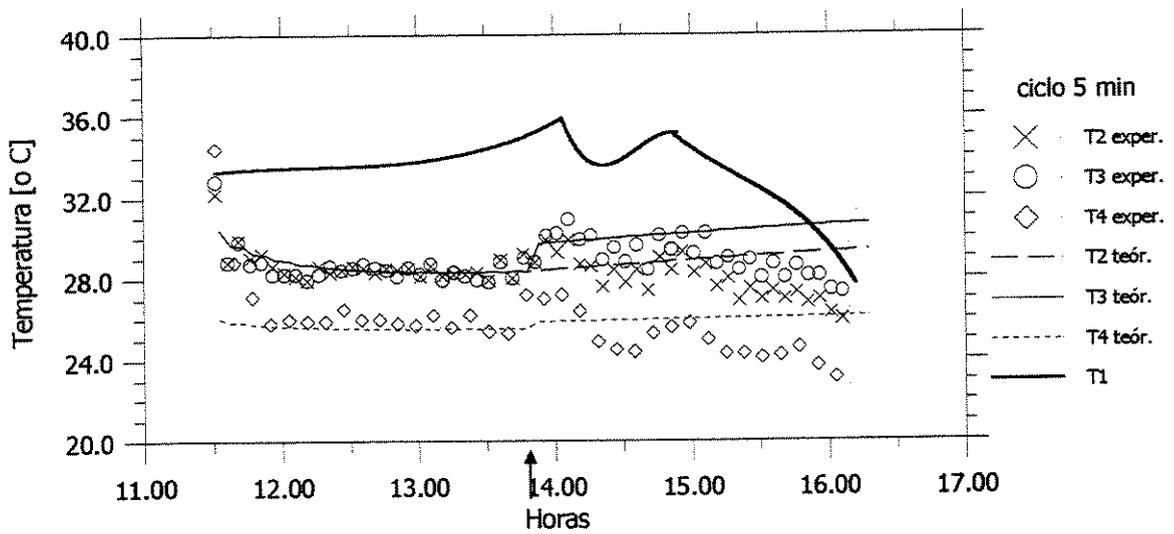


Figura 5.4.a - Ensaio do experimento com ciclo de operação de 5 minutos.

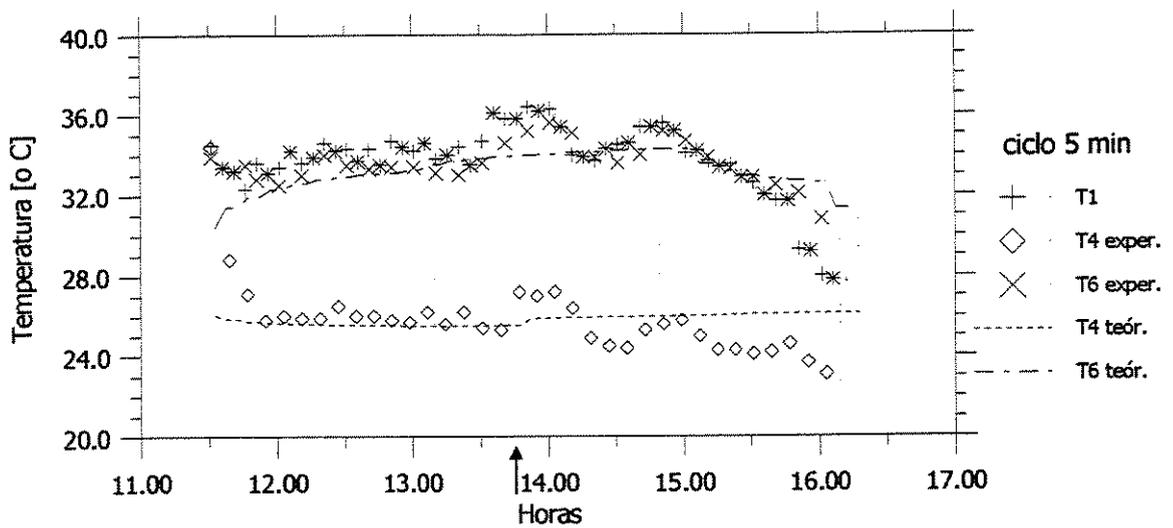


Figura 5.4.b - Ensaio do experimento com ciclo de operação de 5 minutos.

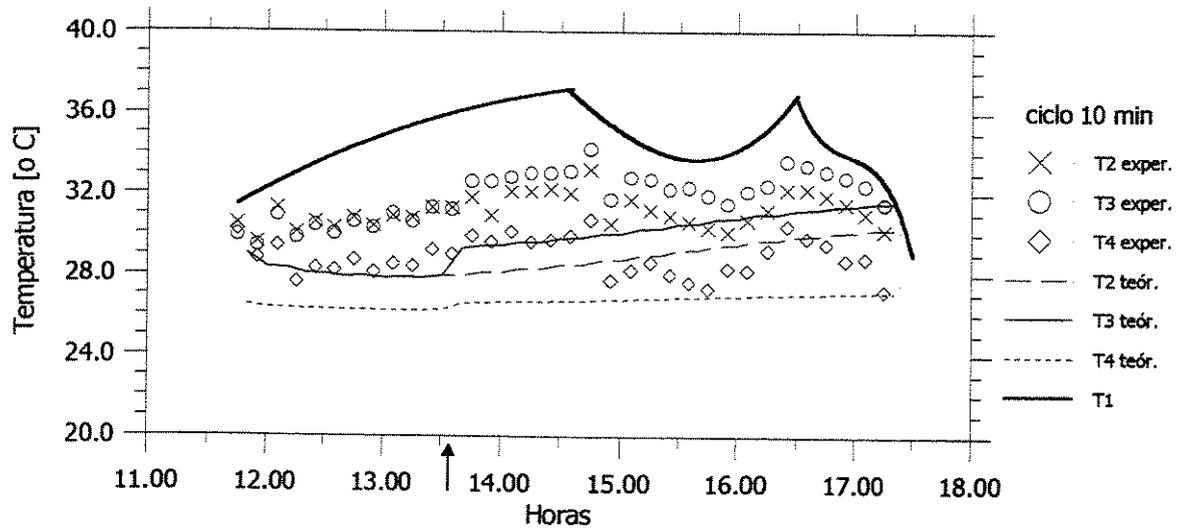


Figura 5.5.a - Ensaio do experimento com ciclo de operação de 10 minutos.

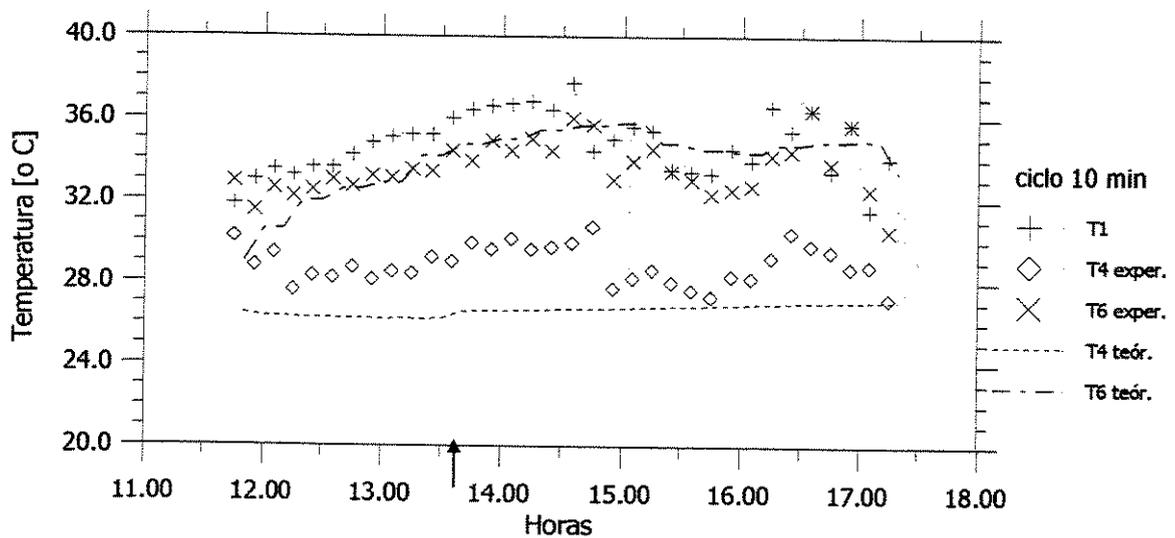


Figura 5.5.b - Ensaio do experimento com ciclo de operação de 10 minutos.

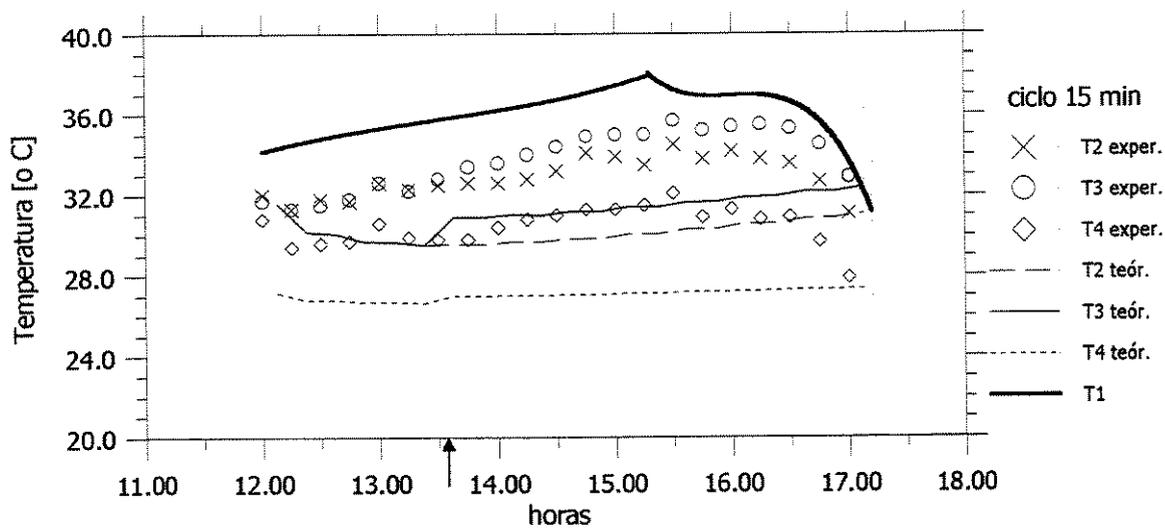


Figura 5.6.a - Ensaio do experimento com ciclo de operação de 15 minutos.

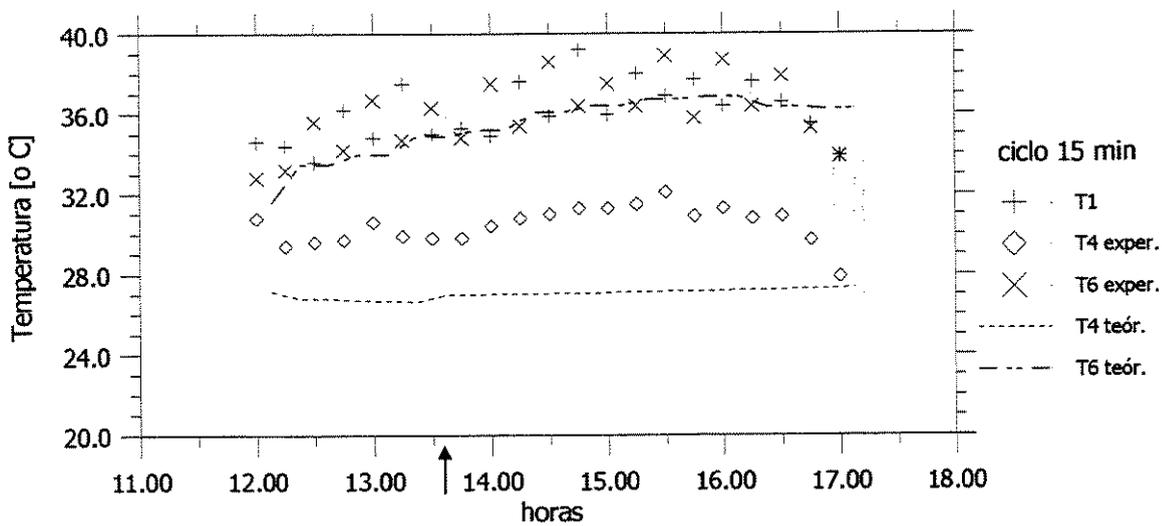


Figura 5.6.b - Ensaio do experimento com ciclo de operação de 15 minutos.

Os dados teóricos do modelo reproduziram com melhor precisão as medidas experimentais em ciclos pequenos (5 minutos) em relação aos ciclos maiores. As diferenças entre as medidas experimentais e as medidas teóricas médias para cada ciclo estão representadas na tabela (5.1).

Tabela 5.1 - Diferenças médias entre as medidas experimentais e as medidas teóricas em função do ciclo de T_2 e T_4 .

	5 min	10 min	15 min
$\Delta T_2(T_{exp}-T_{teó})/T_{exp}$ [%]	2,4	10,0	12,9
Desvio Padrão [%]	1,32	5,27	6,86
$\Delta T_4(T_{exp}-T_{teó})/T_{exp}$ [%]	4,5	6,8	10,4
Desvio Padrão [%]	3,33	2,77	3,72

Procurou-se trabalhar em dias com condições de temperatura e razão de umidade do ar externo parecidas.

Na figura 5.5.a, para o teste com ciclo de operação de 5 minutos, a temperatura média dentro da caixa com resistência elétrica teve um valor máximo de 31 °C às 14:10 horas, seu valor médio entre 14:00 e 15:30 horas foi de 28 °C. Nos outros ciclos a temperatura média dentro da caixa foi superior à do ciclo de 5 minutos.

Observa-se no final dos experimentos que ocorre uma redução da temperatura do ar externo (T_1) por volta das 17:00 hs. Na época em que foram realizados os experimentos (fevereiro) são frequentes as variações do tempo, o céu que estava ensolarado ficava repentinamente nublado e ocorriam pancadas de chuvas. Como os regeneradores se encontram próximo ao chão, eles recebem o ar externo influenciado pela temperatura do piso. Quando as nuvens encobriam o sol, o ar externo próximo ao sistema se resfriava bruscamente. No início do experimento a temperatura do ar era sempre maior que a temperatura do leito de pedras (a temperatura do leito de pedras pode ser considerada a média entre as temperaturas no ponto 1 e 2), com isso o regenerador recebia calor por convecção com o ar externo. Com a redução repentina da temperatura do ar externo, o regenerador passa a perder calor por convecção com o ar externo. No modelo teórico, o regenerador foi considerado adiabático, ou seja, não havia perdas de calor pelas suas

superfícies laterais. Foi verificado se esse fluxo de calor por convecção possui um efeito significativo nos dados do modelo, ver anexo E.

A carga térmica no experimento absorvida pelo fluxo de ar entre os pontos (2) e (3) foi de 50 W. Isso resultou numa variação de temperatura média entre esses pontos de 1,23 °C. No modelo, a variação de temperatura média entre esses pontos foi calculada para a vazão mássica 0,0371 kg/s pela equação 3.22 sendo igual à 1,34 °C. Depois de ligada a carga térmica de 50 W as medidas experimentais (T_4) sofreram uma oscilação que não foi representada no modelo pois o modelo do resfriador não considera a inércia térmica das pedras.

As condições de temperatura e umidade do ar externo no ponto 1 são semelhantes em cada ciclo, isso pode ser observado através da temperatura média. Porém as distribuições da temperatura do ar ao longo do dia não são idênticas em dias diferentes. Os valores de umidade absoluta foram determinados através da correção no apêndice G. A temperatura da água que entrava no resfriador variava entre ± 1 °C. Esses dados estão mostrado na tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Condições médias de temperatura e umidade do ar externo.

	5 min	10 min	15 min
T_1 (média) [°C]	33,5	33,5	35,9
UA_1 [g/kg _{as}]	16,61	17,80	17,85
$T_{\text{água}}$ (média) [°C]	30,8	32,5	32,4

A razão de umidade do ar externo não variou significativamente, porém o mesmo não ocorreu com a temperatura do ar. Por essa razão a melhor maneira de comparar esses diferentes ciclos é através da efetividade do resfriador evaporativo e do regenerador. Foi então plotada a efetividade do resfriador evaporativo em função do tempo, para cada ciclo.

Foi observada uma oscilação nas medidas experimentais da temperatura do ar devido a pouca homogeneidade do ar em relação às medidas pontuais dos termopares. Por isso foi realizado um tratamento nas medidas experimentais da efetividade para avaliar a tendência desse parâmetro. Seus comportamentos foram ajustados através de um

polinômio do 3º grau que melhor se adequou às oscilações por ser a curva que possui a menor distância em relação às medidas experimentais.

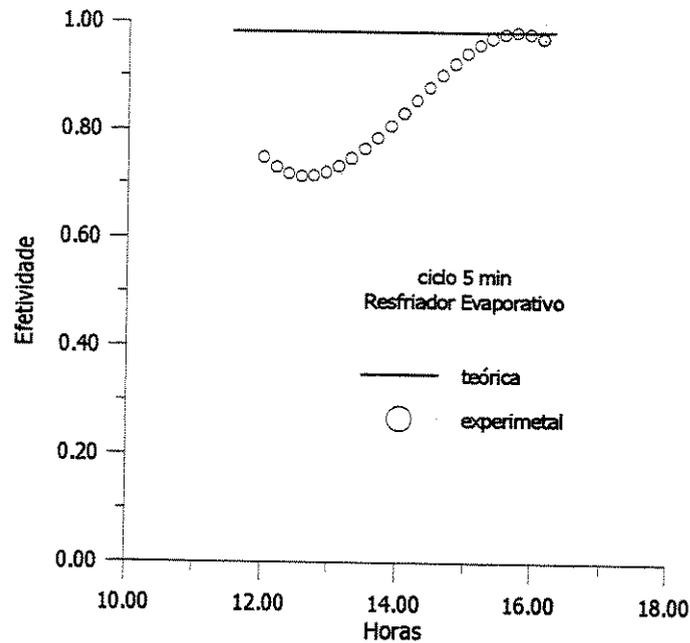


Figura 5.7 – Efetividade teórica e experimental (ajustada em um polinômio do 3º grau) do resfriador evaporativo com ciclo de 5 minutos.

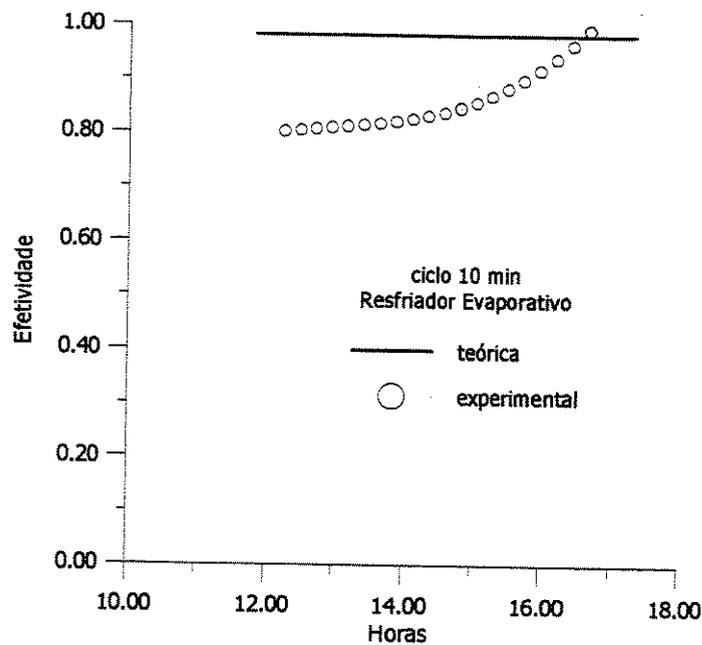


Figura 5.8 – Efetividade teórica e experimental (ajustada em um polinômio do 3º grau) do resfriador evaporativo com ciclo de 10 minutos.

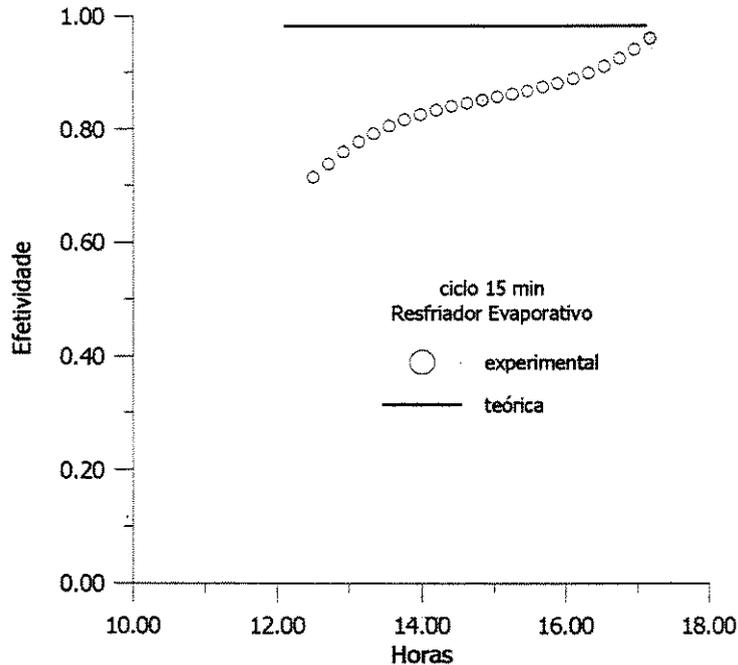


Figura 5.9 – Efetividade teórica e experimental (ajustada em uma polinômio do 3º grau) do resfriador evaporativo com ciclo de 15 minutos.

As efetividades experimentais inicialmente começam em zero pois a água ainda não umidificou nem resfriou completamente as pedras do resfriador. Com o tempo, as efetividade tende a aumentar e atingir valores próximos da efetividade do modelo.

As medidas experimentais foram ajustadas em uma distribuição normal e para uma confiança de 95 % de que a média da efetividade do resfriador evaporativo seja representada pelos polinômios, encontrou-se uma tolerância entre 9,8 e 12,7 %. Portanto, as efetividades são constantes e o ciclo de operação não afeta o desempenho do resfriador. Para realizar esses cálculos foi utilizado o softwear estatístico Minitab.

A efetividade do modelo é constante e não variam com o tempo, pois elas foram estimadas em regime permanente e a efetividade do experimento varia com o tempo. Para observar melhor a efetividade do modelo teórico, seus valores estão apresentados na tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Efetividade do modelo teórico do resfriador evaporativo em função do ciclo

	5 min	10 min	15 min
$\eta_{RE} [\%]_{teór.}$	98,20	98,20	98,20

Sob o resfriador evaporativo foi fixado um dreno em formato de sifão para retirar o excesso de água sem permitir a perda de ar pelo dreno. Em alguns testes a vazão no dreno não foi suficiente e o nível de água dentro do resfriador evaporativo aumentou. Isso causa a redução da área transversal ao fluxo de ar e a redução do tempo de permanência de massa do ar dentro do resfriador. Logo a eficiência do resfriador é reduzida.

As efetividades do regenerador em função do ciclo de operação também foram plotadas, mostradas nas figuras 5.10, 5.11 e 5.12.

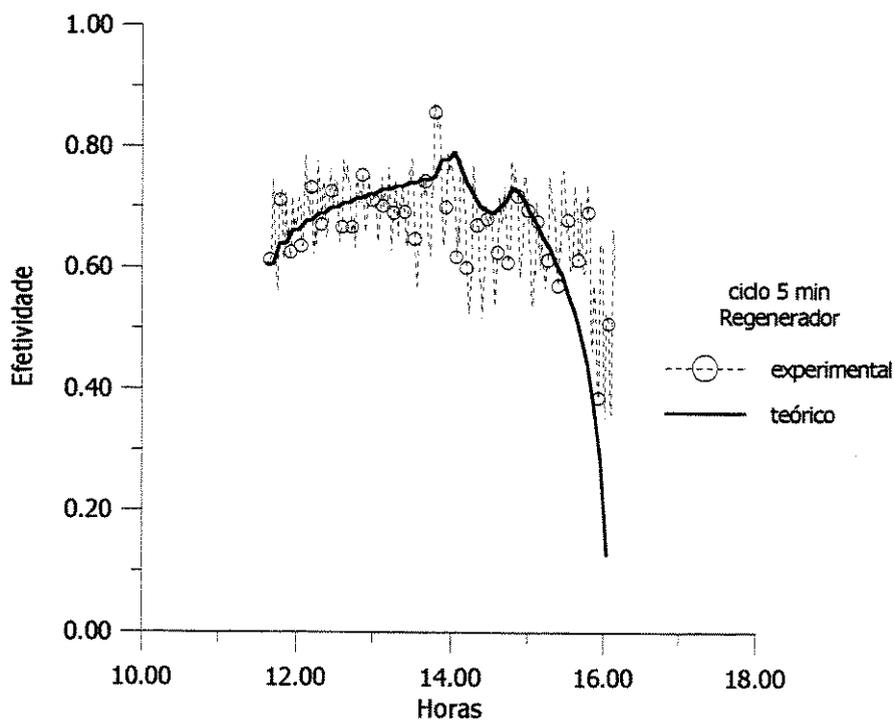


Figura 5.10 – Efetividade do regenerador com ciclo de 5 minutos.

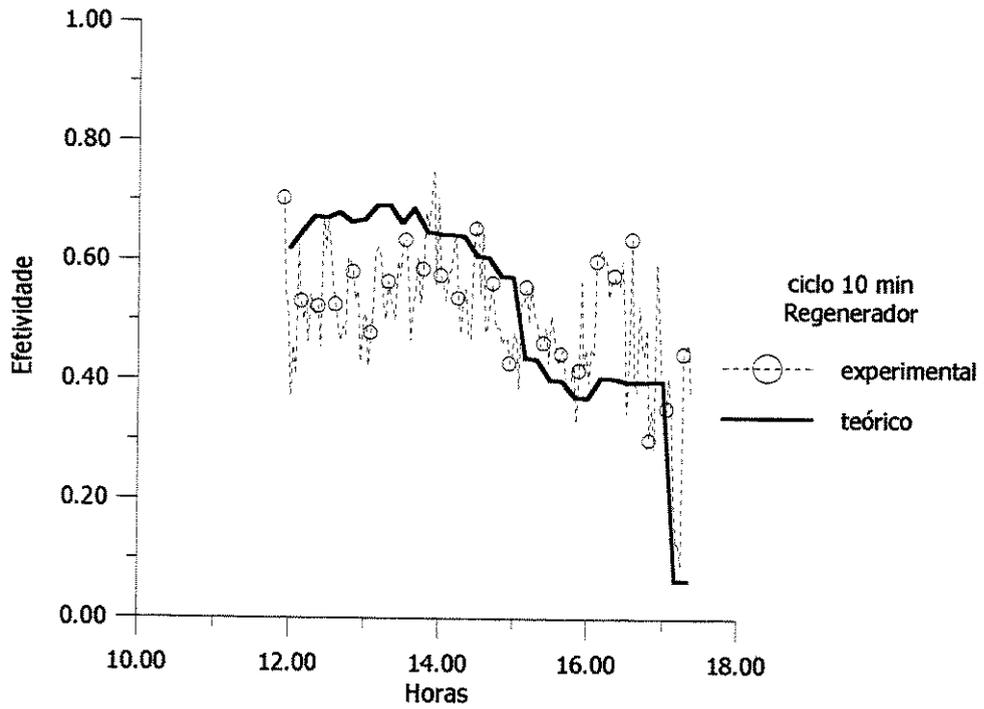


Figura 5.11 – Efetividade do regenerador com ciclo de 10 minutos.

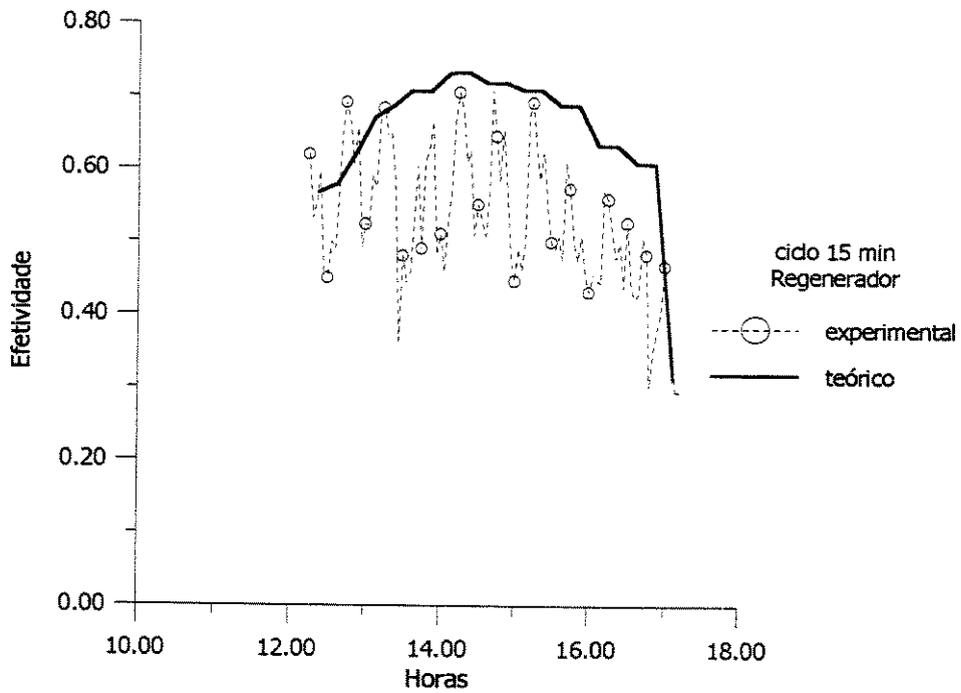


Figura 5.12 – Efetividade do regenerador com ciclo de 15 minutos.

Tabela 5.3 – Média da efetividade do regenerador em função do ciclo.

	5 min	10 min	15 min
η [%] _{exper.}	67,67	51,67	54,03
Desvio padrão	0,091	0,125	0,114416
η [%] _{teór.}	61,84	71,71	63,97

Observa-se que as efetividades do regenerador variam em função do ciclo de operação. Diferente do resfriador evaporativo, o ciclo influencia o desempenho do regenerador. Para inicial a simulação os leitos de pedras deveriam ter um valor de temperatura, foi assumido que inicialmente todo o leito possuía um perfil de temperatura constante e igual à temperatura do ar na saída do regenerador.

Observa-se uma diferença entre as medidas experimentais e os resultados teóricos de temperatura nos pontos (2), (3) e (4) ao longo do tempo para os ciclos de 10 e 15 minutos chegam a atingir 3°C. Foram estimadas as perdas de calor por convecção natural nas superfícies laterais dos dois regeneradores para verificar se elas possuem influência significativa nessa diferença nos dados do modelo. Os fluxos de calor por convecção nas superfícies laterais dos dois regeneradores foram estimados considerando a resistência de condução na estrutura de madeira do regenerador e a resistência de convecção na superfície externa da madeira com o ar ambiente externo. A temperatura interna da estrutura de madeira do regenerador foi assumida como igual à temperatura da pedra. Observe esses cálculos no anexo E.

Na tabela 5.4. foi calculado o fluxo de calor por convecção na superfícies laterais do regenerador para o ambiente, o efeito desse fluxo na vazão de ar através do regenerador. Foi estimado o quanto o fluxo de calor por convecção varia a temperatura do ar na saída do regenerador, T_2 . Como em geral a temperatura do ar é maior do que a das pedras, o regenerador recebe um fluxo de calor, aumentando a temperatura (T_2). Também foi estimado o calor trocado médio entre o ar e o regenerador. Esses valores são apresentados na tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Ganho de calor médio por convecção natural nas superfícies laterais dos dois regeneradores, efeito do ganho de calor na vazão de ar na saída do regenerador e calor trocado médio entre o ar e o regenerador.

	5 min	10 min	15 min
fluxo calor _{teor} [W]	10,9	13,8	14,3
ΔT_2 [°C]	0,29	0,37	0,38
Fluxo calor _{ar-regenerador} [W]	221,7	259,7	261,4

O modelo reproduziu com boa precisão as medidas experimentais realizadas com ciclos menores, principalmente com 5 minutos. O trabalho de Mumma e Anza (1979) comenta que a massa específica das pedras determinada experimentalmente é uma fonte de incerteza, pois o seu valor no modelo foi ajustado para melhorar a precisão do desempenho. O valor determinado experimentalmente é de 2712 kg/m³ e valor ajustado é de 2400 kg/m³. Pela equação 3.9 nota-se que a densidade da pedra e a fração de vazio influenciam o desempenho do sistema. Foi realizada análise da sensibilidade de alguns parâmetros no modelo teórico para determinar a sua influência no desempenho do sistema. Entre elas tem-se:

- A fração de vazio, ela foi variada entre 0,35 e 0,55 com ciclo de 5 minutos. As condições de temperatura e umidade do ar foram as mesmas ocorridas durante o ensaio com ciclo de 5 minutos. Os símbolos (x) na figura 5.13 indicam a fração de vazio do experimento (E=0,49).

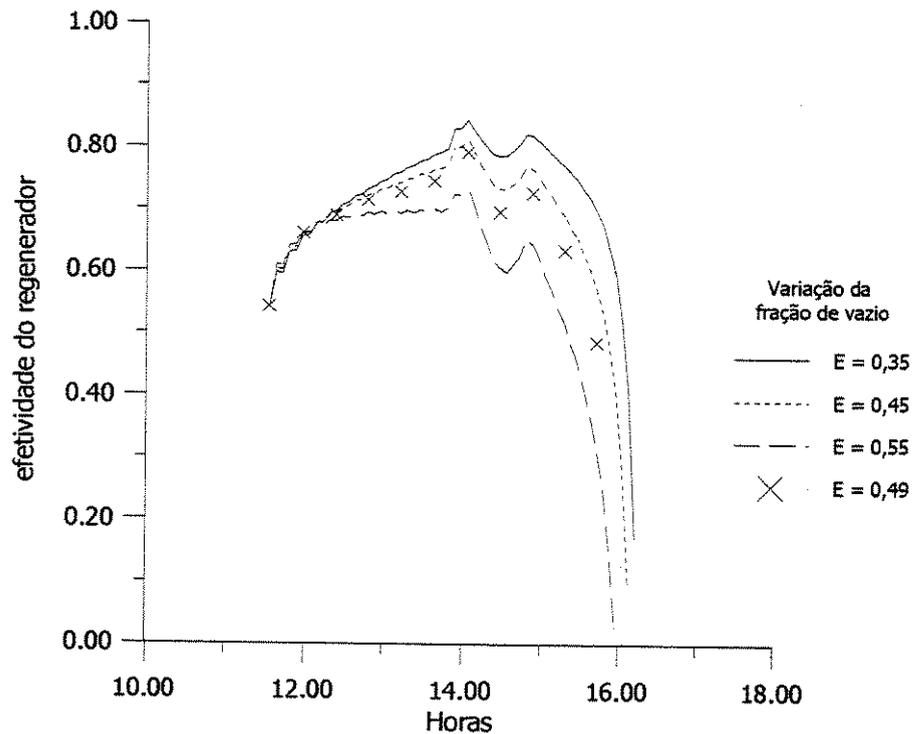


Figura 5.13 - Fração de vazio em função do desempenho

Observa-se uma influência da fração de vazio no desempenho do sistema. Quanto menor a fração de vazio, mais massa de pedra há para trocar calor no regenerador.

Deve-se tomar cuidado na determinação experimental dos parâmetros do leito descritos no capítulo 4, como fração de vazio, diâmetro esférico, massa específica das pedras. Abreu et al (1998) determinaram o empacotamento aleatório de partículas esféricas, submetidas à ação da gravidade em cilindros usando o método de aleatorização de Monte Carlo. Segundo os resultados do seu trabalho, a porosidade exibe uma oscilação na parede lateral do cilindro, que é gradativamente amortecida rumo ao centro. O efeito da parede mostrou-se importante até uma distância aproximada de 4 diâmetros da partícula e que pouco depende da curvatura da parede. A determinação experimental dos parâmetros do leito deve ser acompanhada de uma análise estatística e além disso deve-se utilizar um

recipiente que não interfira nos resultados, ou seja que o raio do recipiente seja bem maior do que 4 vezes o diâmetro médio das partículas de pedra.

- A influência da temperatura da água foi verificada no desempenho do sistema. Seu valor foi variado entre 15, 25 e 35 °C para ciclos de 5 minutos. Foi determinada a entalpia da água como líquido saturado e aplicado o balanço de energia no resfriador evaporativo pela equação 3.14. A temperatura T_2 na saída do regenerador, praticamente não variou em função da temperatura da água. Na tabela 5.5 compara-se a temperatura T_2 às 14:30 hs em função da temperatura da água que entra no resfriador evaporativo para ciclo de 5 minutos e fração de vazio estimada experimentalmente igual a 0,49.

Tabela 5.5 – Influência da temperatura da água na temperatura do ar (T_2) na saída do regenerador prevista no modelo indicada às 14:30 hs para ciclos de 5 minutos e fração de vazio de 0,49 e entalpia de evaporação da água.

T_w [°C]	15	25	35
T_2 [°C]	28,191	28,199	28,206
h_{fg} [kJ/kg]	62,96	104,73	146,49

A temperatura da água possui uma influência desprezível no desempenho do sistema. A água adicionada no resfriador evaporativo é evaporada, absorvendo energia do fluxo de ar, resfriando-o. O calor transferido relacionado à mudança de fase (calor latente) da água é bem superior ao fluxo de calor relacionado a variação de temperatura (calor sensível). Por isso a variação de temperatura da água possui um influencia pequena na temperatura do ar na saída do resfriador pois a maior parte do calor é transferido em forma de calor latente.

- Outro parâmetro verificado foi o calor específico das pedras. Se fosse substituído o material utilizado como armazenador térmico, com diferente

calor específico, como seria o desempenho do sistema ? Foram testados valores de calor específico iguais a 840 J/kg. (pedras-granito), 2000 J/kg (material de mudança de fase - sulfato de sódio decahidratado) e 4000 J/kg (água). A figura 5.14 mostra este efeito no desempenho do sistema.

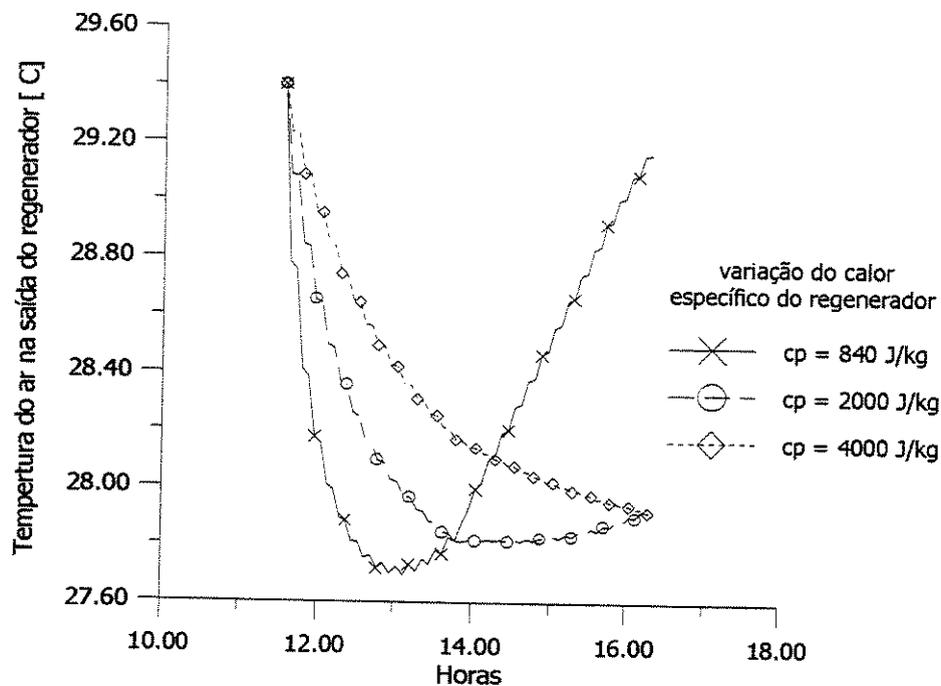


Figura 5.14 – Efeito do calor específico no desempenho do sistema para ciclo de 5 minutos.

O material utilizado como armazenador térmico (com valores diferentes de calor específico) provoca forte influência no desempenho do sistema. O calor específico influencia a quantidade de calor armazenado no regenerador e conseqüentemente a quantidade de calor liberada no próximo ciclo na forma de calor sensível. Assim quanto maior o calor específico do material utilizado como regenerador, maior será a capacidade resfriar o ar na sua saída e maior será a efetividade do regenerador.

Como esse processo ocorre em regime transiente, para cada material com seu respectivo calor específico, deve-se verificar o ciclo ótimo de funcionamento do regenerador.

Capítulo 6

Conclusões e Recomendações para Próximos Trabalhos

Foi avaliado um protótipo construído na Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP de um sistema de refrigeração não-convecional (RBR - Sistema regenerativo de leito de pedras). As medidas experimentais obtidas foram comparadas com os dados de um modelo teórico proposto para simular o desempenho do sistema.

6.1 Conclusões

As principais conclusões são:

- 1) Os dados das condições ambientais de Campinas utilizados no projeto foram as médias das máximas temperaturas e umidades relativas dos meses de janeiro e fevereiro entre os anos de 1989 até 1996, sendo iguais à 30 °C e 58 %. Porém a máxima temperatura do ar durante os ensaios situava-se entre 37 e 39 °C e a umidade relativa média foi de 43 %. Com isso altera-se a temperatura média dentro da caixa com resistência elétrica, sendo esta superior à temperatura de conforto térmico (26,5°C). Esse limite pode ser estendido em função da velocidade do ar. Seria necessário redimensionar o regenerador para produzir um desempenho

melhor. Como o regenerador estava próximo ao solo, a temperatura do ar que entrava (T_1) era influenciada pela temperatura da superfície do piso. Foi montada uma barreira para radiação térmica o que não evitou a influência do solo na temperatura do ar. Caso o regenerador fosse situado em um local protegido da radiação solar (em uma área arborizada) esse efeito poderia ser reduzido.

- 2) A variação da temperatura do ar entre a entrada e saída da caixa com resistência térmica, T_2 e T_3 no experimento foi estimado com uma boa precisão pelo modelo. A diferença entre os dados teóricos e as medidas experimentais dessas temperaturas se deve a oscilação das medidas causada pela heterogeneidade do ar.
- 3) No projeto de regeneradores, deve-se tomar cuidado na determinação experimental das propriedades do regenerador, pois a fração de vazio possui uma influência significativa no desempenho do sistema. Segundo a figura 5.13, quanto menor a fração de vazio, melhor será o desempenho do regenerador. A determinação experimental dos parâmetros do leito deve ser acompanhada de uma análise estatística e o recipiente utilizado para as medições experimentais deve possuir raio bem maior do que 4 vezes o diâmetro médio das partículas de pedra para reduzir o efeito da parede na determinação experimental. As paredes do recipiente interferem nos resultados.
- 4) As medidas experimentais das temperaturas do protótipo foram reproduzidas com uma melhor precisão pelo modelo teórico para ciclos pequenos, principalmente para ciclos de 5 minutos, do que para ciclos maiores. Para ciclos maiores que 5 minutos observou-se uma diferença maior entre os dados do modelo e as medidas experimentais. As perdas de calor por convecção natural nas superfícies laterais dos dois regeneradores representam cerca de 5% do fluxo de calor entre o ar e as pedras. Por isso considerar o regenerador adiabático é uma hipótese válida.

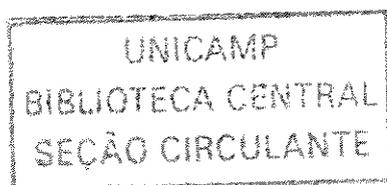
- 5) Esse sistema trabalha com diferenças de temperatura pequenas em relação aos sistemas convencionais de refrigeração de ambientes, principalmente quando a razão de umidade do ar é elevada. Por isso nesses sistemas deve-se investir em isolamento térmico para não reduzir a efetividade do sistema. Além disso, os leitos de pedra devem ser protegidos da radiação solar.
- 6) A temperatura da água possui uma influência desprezível no desempenho do sistema, principalmente no que se refere à temperatura na saída do regenerador.
- 7) O tipo de material utilizado como armazenador térmico (com diferentes valores de calor específico) possui uma forte influência no desempenho do sistema. Isso ocorre pois essa propriedade termodinâmica influencia a quantidade de calor armazenada e posteriormente transferido entre o regenerador e o fluxo de ar.
- 8) A determinação da queda de pressão ao longo dos leitos pelas correlações de Dunkle e Ellul (1972), tiveram uma razoável precisão comparada com as medidas experimentais.
- 9) O desempenho do sistema de refrigeração RBR para as condições de temperatura do ar máxima no mês de fevereiro de 2001 entre 37 e 39 °C com razão de umidade em torno de 20,92 g/kg_{a.s.} com as dimensões definidas anteriormente, não conseguiu manter a caixa com resistência elétrica em condições de conforto térmico. A alta umidade do ar e o baixo desempenho do regenerador prejudicaram o desempenho do sistema. Porém, para o ciclo de 5 minutos, o desempenho do experimento mostrou a viabilidade do sistema. Esse desempenho pode ser melhorado com algumas alterações, citada nas recomendações.

6.2 Recomendações

Para os próximos trabalhos sugere-se:

- 1) Redimensionar o regenerador para condições ambientais de máxima temperatura e umidade relativa do ar mais elevadas. Esse procedimento visa aumentar a efetividade do regenerador e melhorar o desempenho do sistema.
- 2) Pesquisar a utilização de outros materiais como armazenadores térmicos (esferas metálicas, tubos com água, etc...) visando aumentar o desempenho do regenerador e otimizar o ciclo de operação. É importante observar o custo do material.
- 3) Como a fração de vazio é inversamente proporcional a efetividade do regenerador, a efetividade pode ser aumentado utilizando leitos com fração de vazio menor. Pedras “roladas” encontradas em rio possuem um formato aproximadamente esférico, por isso elas se ajustam melhor nos leito quando são despejadas, reduzindo a fração de vazio do leito. Trabalhar com essa pedras “roladas” pode aumentar a eficiência dos regeneradores em relação as pedras de construção civil utilizada nesse trabalho.
- 4) Desenvolver um modelo para o regenerador considerando a transferência de massa (água) entre o fluxo de ar e os regeneradores por adsorção e desorção. Também poderia desenvolver um modelo em regime transiente para o resfriador evaporativo.
- 5) Substituir o regenerador por trocador de calor de placas (ar-ar), pois assim não ocorre o aumento de umidade do ar e a efetividade pode ser aumentada. Deve ser observada as perdas de carga causada pelo trocador de calor de placas para não reduzir a efetividade do sistema.

- 6) O sistema de refrigeração estudado também pode ser utilizado como sistema de aquecimento, bastando substituir o resfriador evaporativo por um queimador de gás. Esse seria um assunto sugerido de interesse para futuros estudos.



Referências Bibliográficas

ABREU, C.R.A; MARCIAS-SALINAS, R.; TAVARES, F.W.; CASTIER, M. Determinação do Empacotamento e da Segregação de Esferas em Cilindros usando o Método de Monte Carlo, XXVI Congresso Brasileiro de Sistemas Particulados (XXVI ENEMP) outubro 1998, Teresópolis – R.J. – Brasil, p.185-192.

AI-JUWAYHEL, F.; EL-REFAEE,M.M.; Thermal Performance of a Combined Packed Bed-Solar Pond System-a numerical study, Applied Thermal Engineering, 1998, p.1207-1223.

ASHRAE Handbook of Fundamentals, SI Edition., 1993.

BASTOS, F. A. A. Problemas de Mecânica dos Fluidos Rio de Janeiro, Editora Guanabara Dois S.A., 1985.

BLISS, R. W. Solar House Heating - A Panel Discussion. Proc. World Symposium on Applied Solar Energy, 1955, 1st, Nov., p.151-158.

CARRIER, MANUAL DE AR CONDICIONADO (Carrier Air Conditionig Co.) 2ª ed. em Casteliano, Marcombo, S.A. de Boixareu Editores, 1974.

CAVALCANTI, E.J.C. e SANCHEZ, C.G. Análise do Sistema de Refrigeração de Ambiente com Leito de Pedra Congresso Nacional de Engenharia Mecânica CONEM, agosto 2000_a, Natal – Brasil.

CAVALCANTI, E.J.C., SANCHEZ, C.G. Otimização de Sistema de Refrigeração de Ambiente com Leito de Pedra Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do MERCOSUL, outubro 2000_b, Porto Alegre – Brasil.

CHOUDHURY, C.; GARD, H.P. Integrated Rock Bed Heat Exchanger-cum-Storage unit for residential-cum-Watheating Energy Conversion and Management, Oct. 1995_a, v.36, i10, p.999-1006

CHOUDHURY, C.; GARD, H.P. Economic design of a Rock Bed Storage Device for Storing Solar Thermal energy Solar Energy, Jul. 1995_b, v.55, i1, p.29-37.

CHOUDHURY, C.; GARD, H.P. Performance Calculations for Closed-Loop air-to-water Solar Hybrid Heating Systems with and without a Rock Bed in the Solar Air Heater Renewable Energy, Nov, 1993_a, v.3, i8, p.897-905.

CHOUDHURY, C.; GARD, H.P.; PRAKASH, J.; Transient Analysis of Rock Bed Air Heaters for Intermediate Temperature Applications International Journal of Energy Research, Jul. 1993_b, v.17, i5, p.377-392.

CHOUDHURY, C.; GARD, H.P. Transient Response of the Thomason Type Solar Residential Heating System Renewable Energy, Aug-Oct. 1992_a, v.2, i4-5, p.363-370.

CHOUDHURY, C.; GARD, H.P. Thermal Performance of a Solar Hybrid Domestic Hot Water System Energy(Oxford), Jul. 1992_b, v.17, i7, p.703-711.

CLOSE, D. J. Rock Pile Thermal Storage for Confort Air Conditioning Mech Chem. Eng. Trans. Inst. Eng. (Australia), 1965, vol. MC-1, p. 11-22.

CLOSE, D.J. , DUNKLE, R.V. , ROBESON, K.A. Design and Performance of a Thermal Storage Air Conditioning System Mechanical & Chemical Engineering Transactions Inst. Engrs., Aust, 1968, may, p. 45-54.

DOWNIE, R. Comunicação pessoal por e-mail: ron.downie@dbce.csiro.au CSIRO Thermal & Fluids Engineering - Division of Building, Construction & Engineering – Austrália, 2000.

DUFFIE, John A., BECKMAN, Willian A.; Solar Energy Thermal Processes, Canadá, 1974. John Wiley & Sons, Inc., Cap.9.2: Packed Bed Exchanger Storage, p. 227-231.

DUNKLE, R.V. A Method of Solar Air Conditioning Mech. Chem. Eng. Trans. Inst. Eng. (Australia), 1965, No 1 , may, vol. MC-1, p. 73-78.

DUNKLE, R. V., ELLUL, W. M. J. Randomly-Pached Particulate Bed Regenerative and Evaporative Coolers. Mechanical e Chemical Engineering Transaction, Nov, 1972, p.117-121.

FOX, R.W., MCDONALD, A.T. Introdução à Mecânica dos fluidos Rio de Janeiro, Editora Guanabara S.A., 1985.

FRANÇA, F.H.R., GOLDSTAIN, L. Air Cooler Thermohydraulic Design Optimization. In Symposium, sept 1993, Portugal: ICHMT International Symposium on New Development in Heat Exchanger, Sept, 1993

GAGGE, A. P., HERRINGTON, L.P., WINSLOW, C.E.A. Thermal Interchanges Between the Human Body and Its atmospheric Environment. Amer. Journal of Hygiene, 1937, v.26, nº 12, p.84-102.

HOGG, F. G. A Switched-Bed Regenerative Cooling System. Proc. Int. Congr. Refr 13th, Washinton, D.C., 1971, Vol 4, p.41-46.

HOLLANDS, K. G. T. Analysis and Design of Evaporative Cooler Pads. Mech & Chem. Engg. Trans. I. E. Aust., Vol. MC6, No. 2, Nov., 1970, pp.55-61.

HOLMAN, J. P. Transferência de Calor , São Paulo, McGraw-Hill do Brasil, 1983.

JONES, W.P. Engenharia de Ar condicionado ,Rio de Janeiro, Campus, 1983.

INCROPERA, F.P. e DEWITT, D.P; Fundamentos da transferência de calor e de massa ,Rio de Janeiro, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S. A. 4ª edição , 1998.

KAYS, W. M, LONDON, A.C. Compact Heat Exchangers 2nd ed. New York, McGraw-Hill, 1964.

KOCH, W., JENNINGS, B.H., HUMPHREYS, C. M. Enviromental Study - Sensation Responses to Temperature and Humity under Still Air Condition in the Confort Range. ASHRAE Trans., 1960, v.66, p.264-287.

KOTAS, T.J., JASSIM, R.K., CHEUNG, C. F. Application of Thermoeconomic Techniques to the Optimisation of a Rotary Regenerator Int. Journal of Energy,Environment, Economics, 1991, Vol.1, Nº 2, p.137-145.

KUSUDA, T., Principles and Methods of Measuring Humidity in Gases, Vol.1, New York, Reinhold Publishing Corporation, 1965.

LODHI, M.A.K., Collection and Storage of Solar Energy, International Journal of Hydrogen Energy, 1984 v.14 i6 p.379-411.

LÖF, G. O. G Solar House Heating - A Panel Discussion. Proc. World Symposium on Applied Solar Energy, 1955, 1st, Nov. , p.131-145.

MCADAMS, W. H. Heat Transmission New York: McGraw-Hill Book Company, 1954.

MCVEIGH, J. C. Sun Power – Na Introduction to the Applications of Solar Energy, 1^a ed, Pergamon International Library, 1977.

MORSE , R. N. A Rock Bed Regenerative Building Cooling System . Mech. Chem. Eng. Trans. Inst. Engrs. Aust., 1968, 4(1), 23.

MORSE, R.N.; KOWALOWSKI, J.J. A Rational Basis for Human thermal Comfort. ASHRAE Journal, Sept, 1967, v.9, n^o 9, p.72-77.

MUMMA, S. A. Comunicação pessoal por e-mail: sam11@psu.edu Professor de Engenharia e Arquitetura da Penn State University – EEUA, 2001.

MUMMA, S. A., MARVIN, W. C. A Method of Simulating the Performance of a Pebble Bed Thermal Energy Storage and Recovery System. In Conference, august 1976, St. Louis, MO: ASME-AICHE Heat transfer Conferenceration, 1976, n^o 76-HT-73, p.1-5.

MUMMA, S.A. e ANZA, J.M.R. Rock Bed Regenerative as a Means os Indirect Evaporative Cooling. ASHRAE Trans., 1979, v.85, n Pt 2 Jun. 24-28, p.787-796.

NEVINS, R. G., ROHLES, F.H., SPRINGER, W., FEYERHERM, A. M. Temperature and Humidity Chart for thermal Comfort of Seated Persons. ASHRAE Trans., 1966, v.72, p.283-291.

READ, W.R., CHAPMAN, H.L., DAVEY, L.E. The use of RBR Systems in South Australian Schools. In Conference, may 1972, Adelaide: Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating, Dec., 1972, v.26, nº 12, p.20-27.

THRELKELD, J. L. Thermal Environmental Engineering , 2ª ed, New Jersey, Prentice-Hall , Inc. 1970.

SAGARA, K. ; NAKAHARA, N. Thermal performance and pressure drop of rock beds with large storage materials Solar Energy, 1991, v.47 i3 p.157-163.

SANTAMOURIS, M.; BALARAS, C.A.; DASCALAKI, E., VALLINDRAS, M., Passive Solar Agricultural Greenhouses: a worldwide classification and evaluation of technologies and systems used for heating purposes Solar Energy Nov, 1994, v.53 i5 p.411-426.

SARMIENTO, P.; AGUIRRE, R. Experimental Evaluation of Biot Number and Pressure Drop of Pebble Bed Storage 8th Congresso Chile de Engenharia Mecânica, Universidade de Conceição, 1998.

STOECKER, W.F.; Refrigeration and Air Conditioning ,New York , Mc Graw Hill, 1958.

VAN WYLEN, G.J., SONNTAG, R.E.; Fundamentos da termodinâmica clássica , 2ª ed, Brasil , dgard Blücher Ltda, 1976.

Anexo A

Determinação das propriedades: massa específica das pedras, fração de vazio, diâmetro esférico equivalente e massa específica da matriz de pedra e cálculo do número de Biot.

Tabela A.1 – Determinação experimental das propriedades do leito de pedra.

Vol _{rec} [l]	P _b [g]	P _{b+H₂O} [g]	T _w [°C]	ρ _w [kg/m ³]	Vol _b [l]	N ^o	E	ρ _b [kg/m ³]	d _p [cm]	ρ _m [kg/m ³]
2,5	3760	5060	28,5	995,5	1,1940	950	0,52	3150	1,339	1512
2,0	3200	4160	30,1	995,2	1,035	600	0,48	3091	1,4882	1607
2,0	3640	4940	25,0	996,3	1,195	950	0,52	3046	1,3394	1462
2,0	3040	4020	26,8	995,8	1,016	630	0,49	2992	1,4549	1526
2,0	3360	4280	27,0	995,7	1,076	600	0,46	3123	1,5074	1686
2,0	3160	4120	29,5	995,3	1,035	680	0,48	3053	1,4274	1588
2,0	3040	4040	29,0	995,4	0,9954	660	0,50	3054	1,4228	1527
2,0	3260	4220	28,5	995,5	1,036	730	0,48	3147	1,3941	1636
2,0	3200	4140	23,2	996,8	1,057	740	0,47	3027	1,3973	1604
2,0	3100	4100	24,3	996,5	0,9965	805	0,50	3111	1,3322	1556
2,0	3270	4230	27,4	995,7	1,036	620	0,48	3145	1,4723	1510
2,0	3070	4070	27,1	995,7	1,005	560	0,50	3072	1,5054	1536

Os valores médios desses parâmetros são:

- A fração de vazio (E) vale $0,49 \pm 0,02$;
- A massa específica das pedras (ρ_b) $3084 \pm 93 \text{ kg/m}^3$;
- O diâmetro esférico equivalente das pedras (d_p) $14,2 \pm 0,4 \text{ mm}$;
- A massa específica da matriz de pedra (ρ_m) $1574 \pm 47 \text{ kg/m}^3$;

Observe a variação da confiança em função da tolerância dos valores do diâmetro esférico equivalente. Sua média e seu desvio padrão são de 14,23 mm e 0,06426 mm respectivamente. Foram determinados os números de ensaios necessários para uma confiança de 90, 95 e 99 % em função de tolerâncias variando entre ± 2 e $\pm 10\%$.

Tabela A.2 – Números de ensaios em função da confiança e tolerância.

Confiança\tolerância	± 2	± 4	± 6	± 8	± 10
90 %	16,4	4,1	1,8	1,03	0,65
95 %	24,69	6,17	2,74	1,54	0,98
99 %	49,16	12,3	5,46	3,07	1,97

O número de Biot foi calculado para verificar a hipótese adotada no modelo teórico de que o gradiente de temperatura dentro das pedras é desprezível. Isso implica que a resistência de condução no interior do sólido é pequena em relação a resistência térmica de convecção entre o sólido e o fluido, quantificado pelo número de Biot na equação(3.1). Para a condutividade térmica da pedra foi utilizado o valor do granito extraído de Incropera e Dewitt (1998) de 2,79 W/(m °C). O coeficiente de transferência de calor por volume da matriz h_v foi determinado pela equação 3.4. A relação entre h_v e h é:

$$h_v \cdot \frac{\text{área}_{\text{sup. efcial}}}{\text{volume}_{\text{sólido}}} = h \Rightarrow h_v \cdot \frac{d_p}{6} = h \quad (\text{A.1})$$

Segundo Mumma (2001), o número de Biot é igual a:

$$\text{Bi} = \frac{h \cdot d_p}{k \cdot 6} \quad (\text{A.2})$$

Tabela A.3 – Cálculo do número de Biot.

d_p [m]	vel. ar [m/s]	m [kg/s]	Go [kg/(m ² s)]	h_v [W/(m ³ °C)]	h [W/(m ² °C)]	N_{Bi}
0,0142	1,100	0,03710	0,03710	2321,4	5,494	0,0047

Como o valor do número de Biot é menor que 0,1. A hipótese no modelo teórico de que o gradiente de temperatura dentro das pedras é desprezível é válida.

Anexo B

Determinação dos dois parâmetros adimensionais utilizados em transferência de calor de leitos empacotados apresentado po Dunkle e Ellul (1972).

O primeiro é o comprimento adimensional (Y) que relaciona a variação da energia interna do ar com transferência de calor convectiva entre o leito e o ar, calculado a partir do balanço de energia da equação (3.2):

$$m_{ar} c_{p,ar} (T_i - T_{i+1}) = h_v A \Delta x (T - T_b) \quad (B.3)$$

$$\frac{T_i - T_{i+1}}{T - T_b} = \frac{h_v L}{c_{p,ar} \frac{m_{ar}}{A}} = Y \quad (B.4)$$

O comprimento adimensional é a razão entre a convecção entre a superfície das pedras e do ar e a variação da energia interna do ar.

O outro parâmetro é o tempo adimensional que surge a partir das equações (3.2) e (3.8), em que relaciona a variação da energia interna das pedras em função do tempo com transferência de calor convectiva entre o leito e o ar:

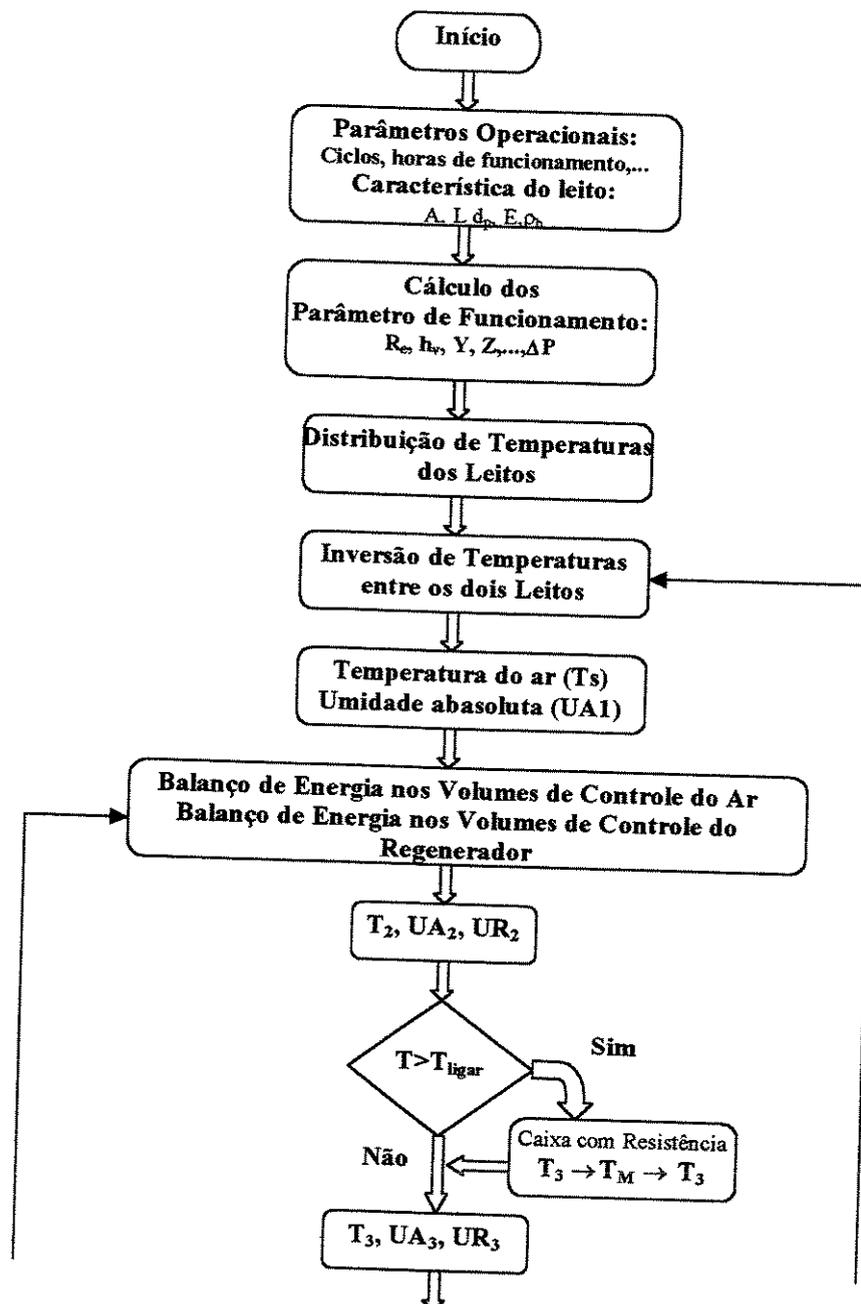
$$(\rho_b A \Delta x)(1 - E)c_{p,b} \frac{dT_b}{d\tau} = h_v A \Delta x (T - T_b) \quad (B.5)$$

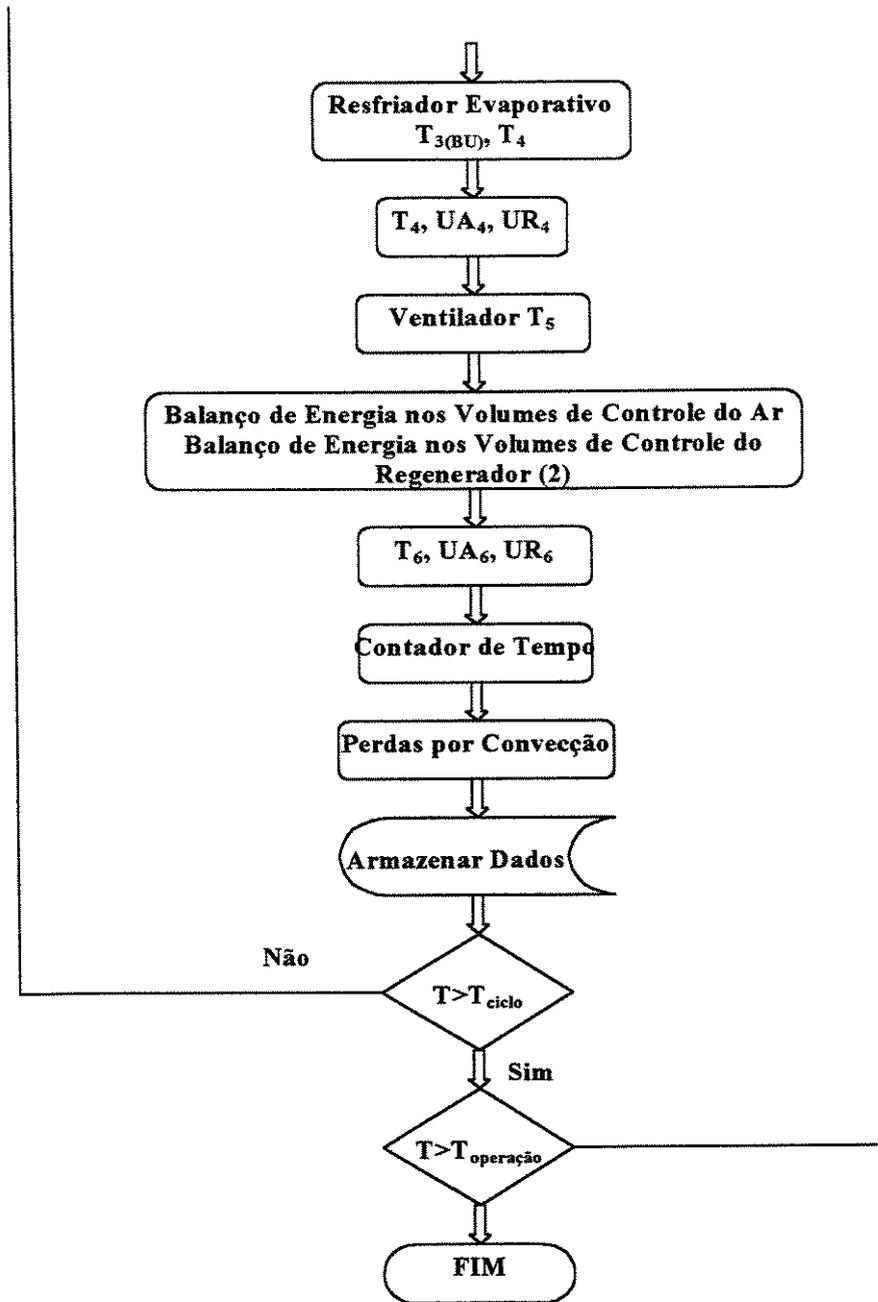
$$\frac{dT_b}{T - T_m} = \frac{h_v \cdot A \cdot \Delta x \cdot d\tau}{(\rho_b A \Delta x)(1 - E)c_{p,b}} = \frac{h_v d\tau}{\rho_m c_{p,b}} = Z \quad (B.6)$$

$$\text{onde } \rho_m = \rho_b(1 - E) \quad (B.7)$$

Anexo C

Diagrama de bloco do programa.





Anexo D

Teste preliminar para verificar a vazão de ar dentro da tubulação do protótipo sem o resfriador evaporativo. Foi medida a velocidade do ar através de um anemômetro de fio quente dentro das tubulações quadradas de ar.

Tabela D.1 - Velocidade do ar medida experimentalmente em função da distância ao centro do tubo sem o resfriador evaporativo.

distância ao centro do tubo [m]	Vel. do ar [m/s]
0	1,62
0,01	1,62
0,02	1,62
0,03	1,62
0,04	1,57
0,05	1,52
0,06	1,47
0,07	1,42
0,08	1,32
0,085	1,12

Como a velocidade do ar não é constante, a vazão foi estimada integrando-se o perfil de velocidade (a velocidade em cada ponto) em áreas infinitesimais em função da distância ao

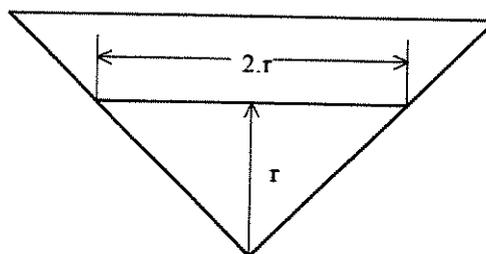


Figura B.1 – área diferencial do triângulo

centro do tubo. Segundo Fox e McDonald (1985) e Bastos (1983) a vazão é estimada pela relação:

$$Q = \int \text{vel.} dA \quad (\text{D.8})$$

$$dA = 2.r.dr \quad (\text{D.9})$$

$$Q = \sum Q = {}_0Q_3 + {}_3Q_{8,5} + {}_{8,5}Q_9 \quad (\text{D.10})$$

$${}_0Q_3 = 1,62 \times 0,03^2 = 1,458 \times 10^{-3} \quad (\text{D.11})$$

$${}_3Q_{8,5} = \int_3^{8,5} [-7629,86r^3 + 1166,92r^2 - 61,4801r + 2,62954] 2r.dr = 9,084 \times 10^{-3} \quad (\text{D.12})$$

$${}_{8,5}Q_9 = \int_{8,5}^9 [-224r + 20,16] 2r.dr = 0,4853 \times 10^{-3} \quad (\text{D.13})$$

$$\text{A vazão total é igual } 4.[1,458 \times 10^{-3} + 9,084 \times 10^{-3} + 0,4853 \times 10^{-3}] \quad (\text{D.14})$$

$$Q = 0,0441 \pm 0,0049 \text{ m}^3/\text{s}$$

Determinação experimental da vazão de ar dentro da tubulação do protótipo com o resfriador evaporativo

Tabela D.2 - Velocidade do ar medida experimentalmente em função da distância ao centro do tubo com o resfriador evaporativo.

distância do centro do tubo [m]	Velocidade do ar [m/s]
0	1,22
0,01	1,22
0,02	1,22
0,03	1,22
0,04	1,24
0,05	1,24
0,06	1,24
0,07	1,19
0,08	1,06
0,085	0,8

A vazão foi estimada semelhante as equações 7.8 e 7.9.

$$Q = \sum Q = {}_0Q_{3,5} + {}_{3,5}Q_6 + {}_6Q_8 + {}_8Q_9 \quad (D.15)$$

$${}_0Q_{3,5} = 1,22 \times 0,035^2 = 1,495 \times 10^{-3} \quad (D.16)$$

$${}_{3,5}Q_6 = 1,24 \times (0,06^2 - 0,035^2) = 2,945 \times 10^{-3} \quad (D.17)$$

$${}_6Q_8 = \int_6^8 [-0.14001 + 47.0003.r - 400.002.r^2].2.r.dr = 3,2827 \times 10^{-3} \quad (D.18)$$

$${}_8Q_9 = \int_8^9 [-68.2199 + 1730.r - 10800.r^2].2.r.dr = 1,188 \times 10^{-3} \quad (D.19)$$

A vazão total é igual $4.[1,4945 \times 10^{-3} + 2,945 \times 10^{-3} + 3,2827 \times 10^{-3} + 1,1888 \times 10^{-3}]$

$$Q = 0,03564 \pm 0,00234 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Anexo E

Foram estimadas as perdas de calor por convecção natural nas superfícies laterais dos dois regeneradores através da resistência térmica de condução na estrutura de madeira do regenerador e a resistência de convecção na superfície externa da madeira com o ar ambiente externo.

$$\dot{q}_{\text{calor}} = \frac{\Delta T}{R_{\text{cond}} + R_{\text{conv}}} \quad (\text{E.20})$$

A resistência de condução é igual à $e/h.A_1$, e a resistência de convecção é igual à $1/(h.A)$. Como em geral a temperatura do ar é maior do que a das pedras, o regenerador recebe um fluxo de calor do ar.

A temperatura interna da estrutura de madeira do regenerador foi assumida como igual à temperatura da pedra. A condutividade térmica da madeira e o coeficiente de película externo foram extraídos de Incropera e Dewitt (1998). A espessura da madeira é de 12 mm e possui condutividade térmica de 0,17 W/m °C. O coeficiente de convecção foi definido pelo número de Nusselt através da equação 7.21.

$$\text{Nu} = \frac{hD_L}{k} \quad (\text{E.21})$$

Em convecção natural se trabalha com o número de Rayleigh que relaciona as forças de empuxo com as forças viscosas do fluido.

$$\text{Ra} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D_L^3}{\nu\alpha} \quad (\text{E.22})$$

Para placas verticais quando $Ra > 10^9$

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670Ra^{1/4}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}}, D_L = \text{altura da placa} \quad (E.23)$$

Para placas horizontais com superfície superior aquecida, quando $10^4 < Ra < 10^7$

$$Nu = 0,54Ra^{1/4}, D_L = \text{área} / \text{perímetro} \quad (E.24)$$

As propriedades do ar foram estimadas pelas médias das temperaturas da superfície externa do regenerador e do ar externo.

Apêndice A

Artigo de Cavalcanti e Sanchez (agosto 2000) Análise do Sistema de Refrigeração de Ambiente com Leito de Pedra Congresso Nacional de Engenharia Mecânica CONEM, agosto 2000, Natal – Brasil.

ANÁLISE DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE AMBIENTE COM LEITO DE PEDRA

Eduardo José Cidade Cavalcanti

Caio Glauco Sanchez

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica,

Depart^o de engenharia térmica e de fluídos, Cx.P.6088 - 13083-970 - Campinas, SP, Brasil

Resumo

O sistema regenerativo de leito pedra (RBR) é um sistema alternativo de conforto térmico desenvolvido na Austrália. Seu princípio de operação é uma combinação do resfriamento evaporativo com a transferência de calor regenerativa. O resfriamento ocorre na superfície das pedras, onde o ar é resfriado e umidificado quando entra em contato com as partículas úmidas de pedra. Suas principais vantagens são: baixo custo operacional quando bem dimensionado, utilizar ar sempre renovado e funcionar como lavador de gás. O efeito indesejado é o aumento excessivo da umidade do ar no local condicionado. Nesse trabalho, foi estudada uma modelagem teórica para a verificação do desempenho de uma unidade dimensionada para resfriar uma pequena casa com isolamento no teto. Também foi realizada análise exérgica dessas unidades com objetivo de estimar as maiores fontes de irreversibilidade e determinar o ponto mais apropriado para melhoria do sistema.

Palavras-chave: Regenerador, Leito de Pedra, Conforto térmico e Resfriamento.

1. INTRODUÇÃO

O aumento do preço da energia elétrica e a dificuldade de uma boa distribuição de eletricidade em algumas áreas estimula a criação de soluções alternativas de conforto térmico, de custo acessível e com baixo consumo de energia. Essa busca por soluções alternativas é incentivada pela grande variedade de clima e também por fatores ecológicos.

Com esse intuito, o sistema (RBR) foi desenvolvido e utilizado com sucesso como sistema alternativo de conforto térmico na Austrália devido a seu desempenho versátil tanto no verão (resfriando), quanto no inverno (aquecendo). O fato da influência da umidade relativa (UR) no conforto térmico ser muito pequena em longos períodos, acima de uma ou duas horas após alcançar o equilíbrio, foi muito importante para utilização desse sistema, pois permitiu o resfriamento do ar sem a sua desumidificação. Uma desvantagem desse sistema é o aumento excessivo da umidade do ar no local condicionado. O limite superior de umidade relativa (UR) em condições de conforto térmico é de 85 %. Deve-se controlar o aumento da umidade no local para que o sistema não seja inadequado.

Esse sistema foi desenvolvido e amplamente estudado por volta dos anos 70, obtendo grande sucesso como sistema alternativo devido ao seu baixo custo operacional e a facilidade de abastecimento de água pelos lagos daquela região. Após isso, somente se conhecem poucos estudos dele como sistema de aquecimento de ambiente, até os dias atuais.

Neste trabalho foi estudada uma modelagem teórica para verificar o funcionamento de uma unidade desenvolvida por Hogg (1971). Essa unidade resfriava uma pequena casa com isolamento no teto de 90 a 185 m² em regiões norte e noroeste do continente australiano, onde se caracteriza pelo clima quente e seco. Junto com esse modelo foi calculado a geração de entropia no sistema.

2. PRINCÍPIOS OPERACIONAIS

O sistema regenerativo de leito pedra úmido (RBR) é uma unidade de alta eficiência de troca térmica. Seu princípio de operação é uma combinação de resfriamento evaporativo com troca térmica regenerativa. O resfriamento ocorre na superfície das pedras, onde uma vazão de ar transfere calor para o leito de pedra e para uma vazão de água quando entram em contato. O fluxo de ar é resfriado e umidificado. O calor do ar é transferido para o leito de pedra, fornecendo a energia necessária para a evaporação da água.

Esse sistema possui 3 leitos de pedra, sendo que 2 são utilizados como regeneradores térmicos. O 3º leito funciona como resfriador evaporativo. Observe o esquema na figura 1.

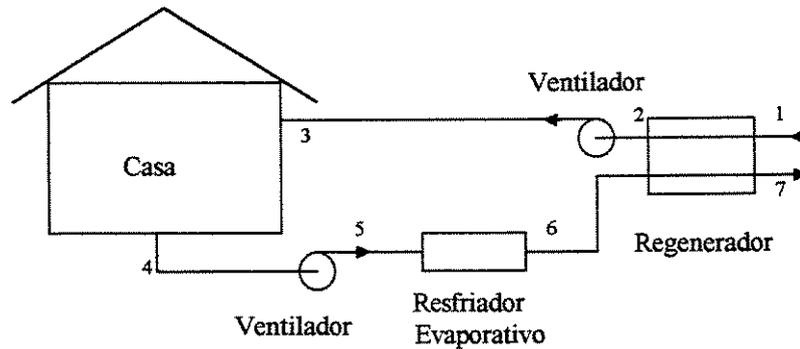


Figura 1. Esquema do Sistema de Resfriamento de Leito

Uma vazão de ar à temperatura ambiente (T_1) é resfriado no 1º regenerador de calor até a temperatura (T_2). Ao escoar pelo ventilador ocorre um ganho de calor que aquece o ar de (T_2) à (T_3). A vazão de ar entra no local a ser resfriado à uma temperatura (T_3) absorve a carga térmica do local e sai à temperatura (T_4). Em seguida é succionado por outro ventilador ganhando calor de (T_4) à (T_5). O ar entra no resfriador evaporativo à (T_5) e recebe um fluxo de água, se resfriando até (T_6). O ar frio e úmido resfria o 2º regenerador se aquecendo de (T_6) à (T_7). Após um determinado tempo, o sentido do fluxo é invertido e o 1º regenerador de calor que resfriava o ar, se aquecendo passa a ser resfriado e o 2º regenerador que era resfriado passa a ser aquecido. Por isso o sistema opera ciclicamente em regime transiente. Ambas as efetividades do regenerador de calor e do resfriador evaporativo estão em torno de 90 %. Quando a umidade no ambiente refrigerado exceder 80 %, a umidificação é interrompida, operando somente como sistema de ventilação. Entre as fases 1-2 e 6-7, além de transferência de calor, ocorre transferência de vapor de água. Observe o seu desempenho em carta psicrométrica na figura 2.

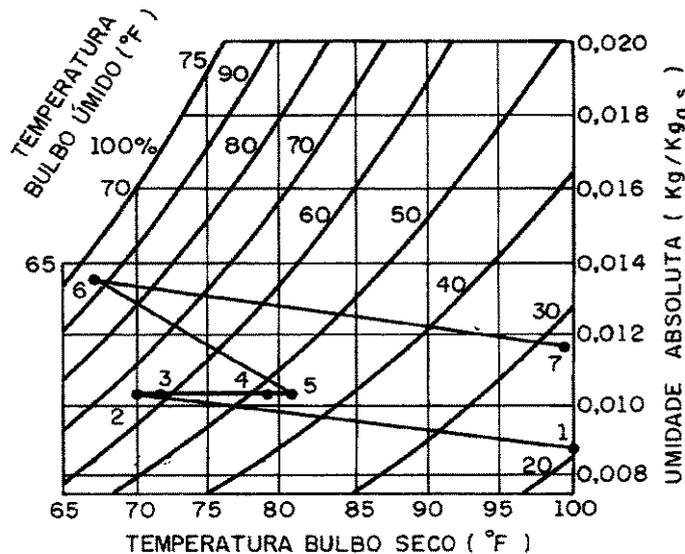


Figura 2 – Desempenho do Sistema

3. MODELO E SIMULAÇÃO

Esse sistema opera sobre 2 princípios de funcionamento: Transferência de calor regenerativa e resfriamento evaporativo. Para verificar o desempenho desse sistema foi utilizada uma modelagem teórica no regenerador e no resfriador evaporativo.

3.1 Regenerador

Foi utilizado o modelo de Mumma (1976) para regeneradores. Nele, a transferência de calor é unidirecional, ou seja, as pedras numa seção Δx , são assumidas como tendo uma temperatura uniforme T_b . A equação diferencial obtida do balanço de energia do ar no volume de controle é:

$$m c_p (T_i - T_{i+1}) = hv A \Delta x (T - T_b) \quad (1)$$

desenvolvendo, tem-se que:

$$\frac{T_{i+1} - T_b}{T_i - T_b} = \text{Exp} \left[\frac{hv A \Delta x}{m c_p} \right] \quad (2)$$

Onde: m é a vazão mássica de ar [kg/s], c_p é o calor específico do ar [J/kg °C], T é a temperatura do ar e T_b é a temperatura das pedras [°C], A é a área frontal do leito [m²], Δx é a dimensão da seção [m] e hv é o coeficiente de transferência de calor volumétrico [W/m³ °C] utilizado por Anza (1966) calculado pela relação empírica.

$$\frac{hv \cdot d_p}{c_p \cdot Go} = 2,4 \text{Re}^{-0,3} \quad (3)$$

O número de Reynolds (Re) é definido pela vazão mássica do gás por área frontal (Go) [kg/m²s] e pelo diâmetro esférico equivalente das partículas (dp).

$$\text{Re} = \frac{Go \cdot d_p}{\mu} \quad (4)$$

O balanço de energia na seção Δx das pedras é:

$$(\rho_b A \Delta x)(1 - E)c_{pb} \frac{dT_b}{d\tau} = m \cdot c_p (T_i - T_{i+1}) \quad (5)$$

desenvolvendo, tem-se que:

$$T_{b(\tau+\Delta\tau)} = dT_{b(\tau)} + \left(\frac{m \cdot cp(T_i - T_{i+1})}{(\rho_b A \Delta x)(1-E)c_{pb}} \Delta\tau \right) \quad (6)$$

Onde: ρ é a massa específica [kg/m³], E é a fração de vazio da matriz de pedra[adimensional], τ é o tempo [s] e o subscrito b é a matriz de pedra.

3.2 Resfriador evaporativo

A eficiência (η) do resfriador ou condensador evaporativo, pode-se definir como:

$$\eta = \frac{T_{5(DB)} - T_{6(DB)}}{T_{5(DB)} - T_{5(WB)}} \quad (7)$$

onde: Os subscritos : DB é bulbo seco e WB é bulbo úmido.

O resfriador evaporativo foi modelado pela seguinte balanço de energia:

$$m \cdot h_e + m_w \cdot h_w = m \cdot h_s \quad (8)$$

onde: h é a entalpia [J/kg] e os subscritos w é a água, e é entrada e s é saída.

De acordo com Dunkle [9], esta eficiência é proporcional ao tamanho da matriz do resfriador e pode ser definida em função do comprimento adimensional (Y):

$$1,05Y = \ln(1 - \eta) \quad (9)$$

Y é o parâmetro adimensional do comprimento, calculado como:

$$Y = \frac{hvL}{c_p Go} \quad (10)$$

Onde: L é a altura ou profundidade da matriz[m].

3.3 Variações de pressão no sistema

A queda de pressão do ventilador é estimada pelo teorema de bernouilli

$$\Delta P_v = \frac{\rho}{2} v^2 \quad (11)$$

A queda de pressão da matriz de pedra é estimada através de um parâmetro da queda de pressão de Dunkle e Ellul (1972).

$$\pi = \frac{d_p}{\mu} \sqrt{\frac{\rho \Delta p}{Y}} = Re^{0,65} (8,75 Re + 729,167)^{0,5} \quad (12)$$

Onde: v é a velocidade do ar [m/s], μ é a viscosidade do ar [N s/m²], p é a pressão [N/m²].

Essas correlações utilizam a queda de pressão em partículas secas. De acordo com os mesmos autores acima, no regenerador úmido, a queda de pressão nas partículas (Δp_w) deve ser corrigida pela expressão para faixa de d_p entre 5 e 20 μ m:

$$\Delta p_w = \Delta p \left(1 + \frac{0,0041}{d_p} \right) \quad (13)$$

O aumento da temperatura do ar ao passar pelo ventilador foi estimado pela equação de gás perfeito:

$$\frac{P_e}{P_s} = \frac{T_e (\text{°K})}{T_s (\text{°K})} \quad (14)$$

onde: P é pressão absoluta e T é a temperatura [°K].

4. ANÁLISE EXERGÉTICA

A proposta da análise exergética é determinar as maiores fontes de irreversibilidade ou destruição de exergia no sistema. As condições de operação são:

Altura do regenerador	$L = 0,127 \text{ m}$
Altura do resfriador evaporativo	$L_r = 0,01905 \text{ m}$
Área frontal do leito	$A_f = 4,64 \text{ m}^2$
Carga térmica da casa	$Q_t = 4960 \text{ W}$
Ciclo de funcionamento	$\theta = 5 \text{ min}$
Diâmetro dos dutos e do ventilador	$d = 0,381 \text{ m}$
Diâmetro esférico equivalente das partículas	$d_p = 0,635 \text{ cm}$
Número de Reynolds	$Re = 79,038$
Potência do ventilador axial	$P_v = 300 \text{ W}$
Vazão volumétrica do ar	$Q = 0,94389 \text{ m}^3/\text{s}$

Os dados de temperatura e umidade foram obtidos da carta psicrométrica na figura 2. Os outros parâmetros do sistema foram calculados pelas expressões acima. As propriedades do ar foram estimadas em função da temperatura e da umidade. Alguns dados do trabalho de Hogg (1971) que não foram explicitados foram extraídos dos trabalhos citados na referência. Eles são: calor específico da matriz de pedra

$$c_{pb} = 840 \text{ [J/kg °C]}$$

densidade da matriz de pedra

$$\rho_b = 2700 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

fração de vazio

$$E = 0,3$$

Como o sistema não funciona em regime permanente, pois funciona em ciclos de 5 minutos, a irreversibilidade foi calculada em função do tempo. Ela foi calculada para a

casa, os dois ventiladores e o conjunto condensador-regenerador considerando a variação da umidade do ar. Os volumes de controle estão bem próximos da superfície de cada componente analisado. O volume de controle do condensador-regenerador está indicado na figura 3.

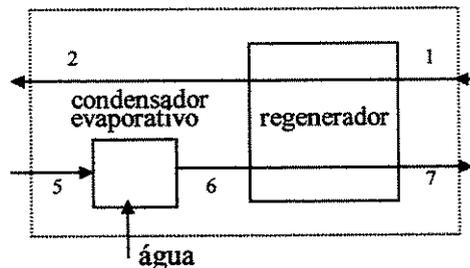


Figura 3. Volume de controle do Condensador- Regenerador

A irreversibilidade foi calculada pelo teorema de Stodola.

$$I = T_R \cdot S_g \quad (15)$$

onde:

$$S_g = \frac{dS_{vc}}{dt} + (S_s^0 - S_e^0) + \frac{Qt}{T_o} - \left[m_s R \ln\left(\frac{P_s}{P_R}\right) - m_e R \ln\left(\frac{P_e}{P_R}\right) \right] \quad (16)$$

A temperatura de referencia (T_R) é de 25°C e (T_o) é a temperatura do ar externo na fronteira do volume de controle.

A entropia do ar úmido foi calculada considerando uma mistura de ar com vapor de água.

Foi assumido que:

1. As umidades UA_2 , UA_3 , UA_4 e UA_5 são constantes.

Na casa

2. Opera em regime permanente, ou seja, a variação da entropia com o tempo é zero.
3. Não há variação de pressão dentro do ambiente e a pressão dentro da casa é igual a pressão atmosférica.
4. A temperatura de referência do fluxo de calor é o ar externo $T_1 = 37,8$ °C.

No ventilador

5. Opera em regime permanente.
6. É adiabático.

7. O ar é um gás perfeito e c_p nos pontos 2 e 3 é o c_p médio, pois a variação de temperatura é pequena.

No condensador-regenerador

8. A temperatura de entrada da água no resfriador evaporativo é de 25 °C.
9. O calor específico da matriz de pedra é constante.
10. Não há transferência de calor entre a superfície do regenerador e o ambiente.

11. Opera em regime permanente. O fluxo de calor recebido pela matriz de pedra entre os pontos (1-2) é igual ao fluxo de calor rejeitado pela matriz entre os pontos (6-7).

Há uma incerteza na quantificação da transferência de massa entre os pontos (1-2) e (6-7). Entre (1-2), ocorre evaporação de água acumulada na superfície das pedras do 1º regenerador para o fluxo de ar ambiente seco. Como o processo é cíclico, essa água foi acumulada no ciclo anterior, com a passagem de ar úmido através do regenerador. Já entre os pontos (6-7), ocorre transferência de água (acumulo) do fluxo de ar mais úmido para a superfície do 2º regenerador. Essa água acumulada no 2º regenerador será evaporada no próximo ciclo. Esses fenômeno de transferência de massa que ocorrem na superfície são chamados de adsorção e desorção. Conforme Anza e Mumma (1976), o fluxo de ar ao atravessar o regenerador sai a uma umidade aproximadamente constante. Este fato permite considerar a variação da entropia com o tempo igual a zero. Foi estimado a irreversibilidade em 2 casos: No 1º, não há transferência de massa de água nos regeneradores e com isso a umidade absoluta no ponto 2 é mesma que no ponto 1. No 2º caso, há variação constante de massa de água nos regeneradores. As quantidades de água transferidas entre os pontos (1-2) e (6-7) foram determinadas quando as umidades relativas dos pontos 2 e 7 fossem alcançadas. As variações de umidade entre os pontos (1-2) e (6-7) são 8g/kg e 12g/kg de ar seco respectivamente. A variação de umidade entre os pontos (6-7) é maior que os pontos (1-2), pois o fluxo de ar entre (6-7) ao passar pelo resfriador evaporativo, está mais úmido do que o outro fluxo. Quanto maior a umidade do ar em relação ao ar externo, maior pode ser sua transferência de umidade por adsorção.

Os resultados do balanço exergética em função do tempo são apresentados na figura 4 e 5 para o 1º e 2º caso respectivamente.

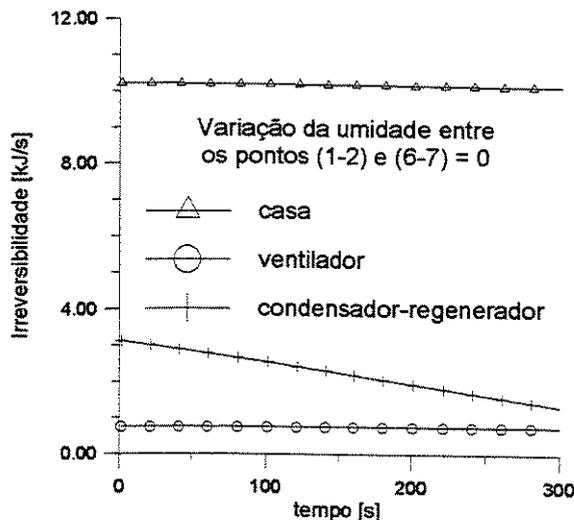


Figura 4 - Cálculo da irreversibilidade no 1º caso

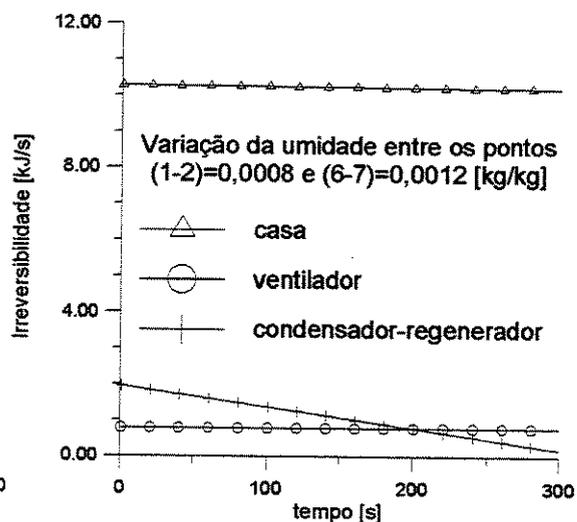


Figura 5 - Cálculo da irreversibilidade no 2º caso

5. DISCUSSÃO

Ambas as figura acima demonstram que as maiores fontes de irreversibilidade no sistema ocorrem na casa. Elas representam cerca de 75 a 85 % da irreversibilidade total. Isso é causado devido ao ganho de calor do ambiente.

A variação da irreversibilidade da casa e do ventilador ao longo do tempo são praticamente constante, mas no condensador-regenerador, a irreversibilidade se reduz com o tempo. Como o regenerador funciona em regime transiente, as temperatura T_2 e T_7 vão aumentando no decorrer do tempo e as variações de temperatura entre (T_1-T_2) e (T_5-T_7) vão diminuindo e consequentemente diminuindo a geração de entropia no regenerador.

A comparação entre o 1º e 2º caso permite determinar a influência da variação da umidade no cálculo das irreversibilidades dentro do condensador-regenerador. No 1º caso, a irreversibilidades do condensador-regenerador é maior do que a do ventilador. No 2º caso, inicialmente, a irreversibilidades do condensador-regenerador é maior do que a do ventilador, mas com o decorrer do tempo ela se torna menor. Comparando as irreversibilidades médias na tabela 1, nota-se que a irreversibilidade média do condensador-regenerador é maior do que a do ventilador no 1º caso, enquanto que no 2º, ela é quase igual.

A água evaporada no regenerador para o fluxo de ar entre pontos (1-2), reduz mais ainda a temperatura (T_2) do ar, pois o regenerador atua como resfriador evaporativo. Em oposição, esse fato aumenta a umidade dentro do ambiente. Quanto menor a temperatura (T_2) do ar em relação a temperatura (T_1), maior será a variação de entropia negativa do ar (S_2-S_1) e assim menor será a geração de entropia do regenerador. Como a temperatura (T_1) é constante, a entropia nesse ponto também é constante. Observe a temperatura (T_2) no meio do ciclo e a variação de entropia entre os ponto (2-1) na tabela 1.

Já a água adsorvida do fluxo de ar para o regenerador entre os pontos (6-7), diminui o fluxo mássico de ar no ponto (7). Isso diminui a entropia de entrada no ponto (7) e diminui a irreversibilidade no condensador-regenerador.

Tabela 1. Dados do processo

caso	I.ventilador [kj/s]	I.casa [kj/s]	I.cond-regen [kj/s]	I. total [kj/s]	T_2 (Ø/2) [°C]	Δs° (2-1) [kj/kg K]
1º	0,7691 [5,67 %]	10,1809 [75,03 %]	2,6194 [19,30 %]	13,3594	21,9	-0,05275
2º	0,7698 [6,38 %]	10,2290 [84,77 %]	1,0684 [8,85 %]	12,0671	19,3	-0,06155

A análise exérgica dessa unidade permitiu determinar as maiores fontes de irreversibilidade. Elas ocorrem na casa, com isso qualquer melhoria para otimizar o sistema deve ser feito na casa para reduzir essa elevada geração de entropia.

A irreversibilidade do ventilador é pequena e praticamente constante ao longo do tempo. Já no condensador-regenerador, a diminuição da irreversibilidade do condensador-regenerador ao longo do tempo indica que a temperatura do regenerador vai se

aproximando da temperatura ambiente e com isso perde sua capacidade de refrigera o ambiente com o tempo.

A variação da umidade dentro dos regeneradores reduz a irreversibilidades do conjunto condensador-regenerador, sendo vantajosa. O inconveniente é que o aumento da umidade dentro do espaço condicionado pode ultrapassar o limite de umidade relativa (85%) de conforto térmico.

A análise de 2ª Lei nos mostrou que o sistema regenerativo de leito pedra úmido pode ser um sistema alternativo de resfriamento de ambiente, mas deve ser controlado o aumento de umidade dentro do espaço condicionado.

Agradecimentos Agradecemos ao Cnpq pela bolsa de estudo

6. REFERÊNCIAS

- Anza, Juan M.Rodriguez ; Mumma, Stanley A., 1966, "Rock Bed Regenerative as a Means of Indirect Evaporative Cooling", ASHRAE Trans., vol.68, pp.787-796.
- Dunkle, R. V.; Ellul, W. M. J., 1972, "Randomly-Pached Particulate Bed Regenerative and Evaporative Coolers", Mechanical e Chemical Engineering Transaction, Nov, pp.117-121.
- Hogg, F. G. 1971 *A Switched-Bed Regenerative Cooling System*. Proc. Int. Congr. Refr 13th, Washinton, D.C., Vol 4, p.41-46.
- Jones, W.P., 1983, Engenharia de Ar condicionado ,Rio de Janeiro, Campus,. Cap.6 e 15: A escolha das condições de insulflamento de projeto, e Os fundamentos do escoamento de ar em dutos, pp.138-139;378-432.
- Mumma, S. A.; Marvin, W. C., August 1976, "A Method of Simulating the Performance of a Pebble Bed Thermal Energy Storage and Recovery System", In Conference, St. Louis, MO: ASME-AICHE Heat transfer Conferenceration, nº 76-HT-73, pp.1-5.
- Read, W.R. ; Chapman, H.L. e Davey, L.E., Dec, 1972, "The use of RBR Systems in South Australian Schools", In Conference, Adelaide: Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating, vol.26, nº 12, pp.20-27.

Apêndice B

Artigo de Cavalcanti e Sanchez (outubro 2000) Otimização de Sistema de Refrigeração de Ambiente com Leito de Pedra Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do MERCOSUL, Porto Alegre – Brasil.

MERCOFRIO 2000 - CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

OTIMIZAÇÃO DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE AMBIENTE COM LEITO DE PEDRA

Eduardo José Cidade Cavalcanti - educanti@fem.unicamp.br
Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica,
Depart^o de engenharia térmica e de fluídos, C.P. 6122 - 13083-970 - Campinas, SP, Brasil
Caio Glauco Sánchez - caio@fem.unicamp.br

Resumo. *O sistema Regenerativo com Leito de Pedra (RBR) foi desenvolvido na Austrália em torno dos anos 60 como um sistema alternativo de conforto térmico. Ele pode funcionar como sistema de aquecimento ou de resfriamento utilizando matrizes de pedra como trocador de calor regenerativo. Foi analisado o experimento de Hogg(1971), uma unidade que resfriava uma pequena casa de 95 a 185 m² na Austrália, numa região de clima tropical. Foi realizada uma modelagem teórica para simulação e para otimização desse sistema usando o custo total de operação (custos de funcionamento mais custo de investimento). Os custos de investimento foram estimados através do protótipo em desenvolvimento na UNICAMP. Também foi verificada a variação de alguns parâmetros como queda de pressão, capacidade de resfriamento em função de geometrias da matriz de pedra.*

Palavras-chave: Regenerador, Leito de pedra, Conforto térmico, Resfriamento evaporativo e Otimização.

1. INTRODUÇÃO

A criação de soluções alternativas de conforto térmico ganha importância devido a dificuldade de uma boa distribuição de eletricidade em algumas áreas e o aumento do preço da energia elétrica, além de fatores ecológicos como a degradação da camada de ozônio pelos refrigerantes CFCs. O sistema (RBR) foi desenvolvido e utilizado com sucesso como sistema alternativo de conforto térmico na Austrália devido a seu desempenho versátil tanto no verão (resfriando), quanto no inverno (aquecendo) e facilidade de abastecimento de água pelos lagos daquela região.

O fato da influência da umidade relativa (UR) no conforto térmico ser muito pequena em longos períodos, acima de uma ou duas horas após alcançar o equilíbrio, foi muito importante para utilização desse sistema, pois permite o resfriamento do ar sem a sua desumidificação, segundo Morse e Kowalczewski (1967). A desvantagem desse sistema é o aumento excessivo da umidade do ar no local condicionado, pois o limite superior de umidade relativa (UR) em condições de conforto térmico é 85 %. Deve-se portanto controlar o aumento da umidade no local para que o sistema não seja inadequado.

Neste trabalho foi estudada uma modelagem teórica para verificar o funcionamento de uma unidade desenvolvida por Hogg (1971). O autor construiu unidades para resfriar pequenas casas de 90 a 185 m² com isolamento no teto em regiões norte e noroeste do continente australiano, que se caracteriza pelo clima quente e seco. Nesse modelo foi calculado o custo de funcionamento (operacional e de instalação).

2. PRINCÍPIO OPERACIONAL

O sistema (RBR) é uma unidade de alta eficiência de troca térmica. Seu princípio de operação é uma combinação de resfriamento evaporativo com troca térmica regenerativa. Esse sistema possui 3 caixas de pedra sendo 2 atuam como regeneradores e 1 como resfriador evaporativo. O resfriamento ocorre na superfície das pedras, onde o fluxo de ar é resfriado e umidificado. Sua eficiência está relacionada com o potencial de umidificação e com as características transientes de transferência de calor das pedras. Observe o esquema na figura 1.

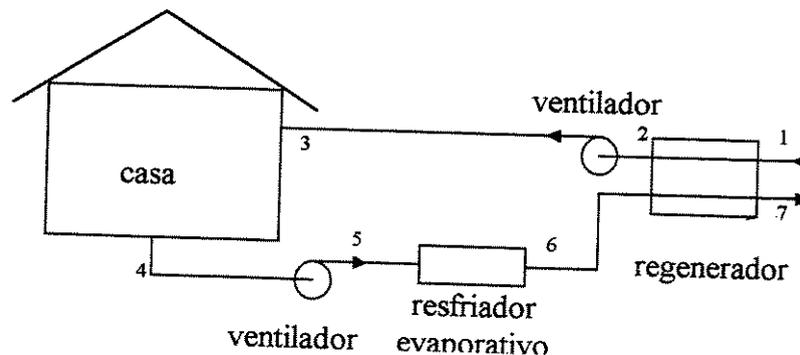


Figura 1. Esquema do Sistema

Uma vazão de ar na temperatura ambiente (T_1) é resfriado no 1º regenerador de calor até a temperatura (T_2). Ao passar pelos ventiladores o ar é aquecido de (T_2) à (T_3) e (T_4) à (T_5). A vazão de ar entrar no local a ser resfriado à uma temperatura (T_3) absorvendo a carga térmica do local. O ar sai à temperatura (T_4) do local e em seguida é resfriado por evaporação de (T_5) à (T_6) e aquecido de (T_6) a (T_7) no 2º regenerador. Após um determinado tempo, o sentido do fluxo é invertido e o 1º regenerador de calor que resfriava o ar, passa a ser resfriado e o 2º regenerador que era resfriado passa a ser aquecido. Por isso o sistema opera ciclicamente em regime transiente. Ambas as efetividades do regenerador de calor e do resfriador evaporativo estão em torno de 90 %. Quando a umidade no ambiente refrigerado exceder 80 %, a umidificação é interrompida, operando somente como sistema de ventilação. Entre as fases 1-2 e 5-7, ocorre transferência de calor e massa e entre as fases 5-6, ocorre somente transferência de massa. São conhecidos os seguintes parâmetros:

Área frontal da matriz de pedra	$A_f = 4,64 \text{ m}^2$
Altura do regenerador	$L = 0,127 \text{ m}$
Altura do resfriador evaporativo	$L_r = 0,01905 \text{ m}$
Ciclo de funcionamento	$\theta = 5 \text{ min}$
Diâmetro dos dutos e do ventilador	$d = 0,381 \text{ m}$
Diâmetro esférico equivalente das partículas	$d_p = 0,635 \text{ cm}$
Número de Reynolds	$Re = 79,04$
Potência de cada ventilador axial	$P_v = 300 \text{ W}$
Vazão volumétrica do ar	$Q = 0,94389 \text{ m}^3/\text{s}$

Observe o desempenho do sistema na carta psicrométrica na figura 2.

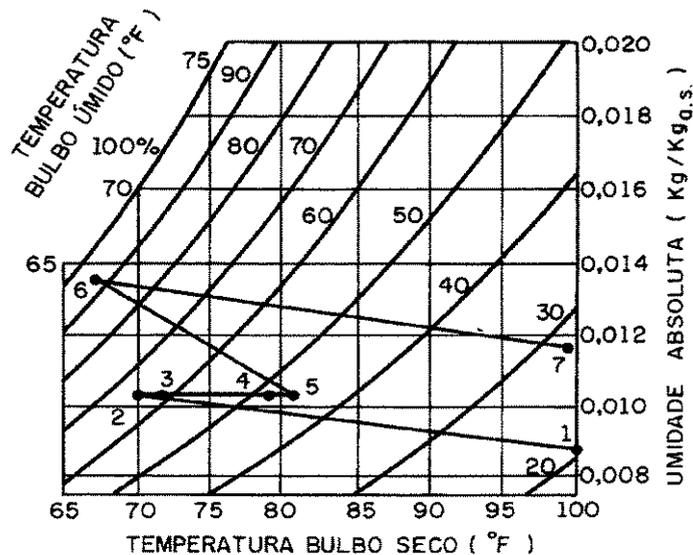


Figura 2 - Desempenho do sistema

3. MODELO E SIMULAÇÃO

Esse sistema opera sobre 2 princípios de funcionamento: Transferência de calor regenerativa e resfriamento evaporativo. Para verificar o desempenho desse sistema foi utilizada uma modelagem teórica no regenerador e no resfriador evaporativo.

3.1 Regenerador

A transferência de calor foi estimada através do modelo de Mumma (1976) para regeneradores. Nele, a transferência de calor é unidirecional, ou seja, as pedras numa seção Δx , são assumidas como tendo uma temperatura uniforme T_b . A equação diferencial obtida do balanço de energia do ar no volume de controle é:

$$m c_p (T_i - T_{i+1}) = hv A \Delta x (T - T_b) \quad (1)$$

desenvolvendo, tem-se que:

$$\frac{T_{i+1} - T_b}{T_i - T_b} = \text{Exp} \left[\frac{hv A \Delta x}{m \cdot c_p} \right] \quad (2)$$

Onde: m é a vazão mássica de ar [kg/s], c_p é o calor específico do ar [J/kg °C], T é a temperatura do ar e T_b é a temperatura das pedras [°C], A é a área frontal do leito [m²], Δx é a dimensão da seção [m] e hv é o coeficiente de transferência de calor volumétrico [W/m³ °C] utilizado por Anza (1966) calculado pela relação empírica.

$$\frac{hv \cdot d_p}{c_p \cdot Go} = 2,4 \text{Re}^{-0,3} \quad (3)$$

O número de Reynolds (Re) é definido pela velocidade mássica do gás na área frontal (Go) [kg/m²s] e pelo diâmetro esférico equivalente das partículas (dp), onde Go é a razão entre a vazão mássica e a área frontal

$$\text{Re} = \frac{Go \cdot d_p}{\mu} = \frac{m \cdot d_p}{A_f \cdot \mu} \quad (4)$$

O balanço de energia na seção Δx das pedras é:

$$(\rho_b A \Delta x)(1 - E) c_{pb} \frac{dT_b}{d\tau} = m \cdot c_p (T_i - T_{i+1}) \quad (5)$$

desenvolvendo, tem-se que:

$$T_{b(\tau+\Delta\tau)} = dT_{b(\tau)} + \left(\frac{m \cdot c_p (T_i - T_{i+1})}{(\rho_b A \Delta x)(1 - E)c_{pb}} \Delta\tau \right) \quad (6)$$

Onde: ρ é a massa específica [kg/m³], E é a fração de vazio da matriz de pedra [adimensional], τ é o tempo [s] e o subscrito b é a matriz de pedra.

3.2 Resfriador evaporativo

A eficiência (η) do resfriador ou condensador evaporativo, pode-se definir como:

$$\eta = \frac{T_{5(DB)} - T_{6(DB)}}{T_{5(DB)} - T_{5(WB)}} \quad (7)$$

onde: Os subscritos : DB é bulbo seco e WB é bulbo úmido.

O resfriador evaporativo foi modelado pela seguinte balanço de energia:

$$m_e \cdot h_e + m_w \cdot h_w = m_s \cdot h_s \quad (8)$$

onde: h é a entalpia [J/kg] e os subscritos: w é a água, e é entrada e s é saída.

De acordo com Dunkle [9], esta eficiência é proporcional ao tamanho da matriz do resfriador e pode ser definida em função do comprimento adimensional (Y):

$$1,05Y = \ln(1 - \eta) \quad (9)$$

Y é o parâmetro adimensional do comprimento, calculado como:

$$Y = \frac{h\nu L}{c_p G_o} \quad (10)$$

Onde: L é a altura ou profundidade da matriz[m].

3.3 Variações de pressão no sistema

A queda de pressão do ventilador é estimada pelo teorema de bernouilli

$$\Delta P_v = \frac{\rho}{2} v^2 \quad (11)$$

A queda de pressão da matriz de pedra é estimada através de um parâmetro da queda de pressão de Dunkle e Ellul (1972).

$$\pi = \frac{d_p}{\mu} \sqrt{\frac{\rho \Delta p}{Y}} = Re^{0,65} (8,75 Re + 729,167)^{0,5} \quad (12)$$

Onde: v é a velocidade do ar [m/s], μ é a viscosidade do ar [N s/m²], p é a pressão [N/m²].

Essas correlações utilizam a queda de pressão em partículas secas. De acordo com os mesmos autores acima, no regenerador úmido, a queda de pressão nas partículas (Δp_w) deve ser corrigida pela expressão para faixa de d_p entre 5 e 20 mm:

$$\Delta p_w = \Delta p \left(1 + \frac{0,0041}{d_p} \right) \quad (13)$$

4. OTIMIZAÇÃO

O objetivo do sistema é refrigerar o ambiente, por isso a função objetivo foi definida pela razão entre a variação de entalpia na casa e os custo total de operação, composto pelos custo de funcionamento mais custo de investimento. O custo de funcionamento engloba custo de água do resfriamento evaporativo, mais custo de energia elétrica do ventilador. Ele foi estimado pela taxa de água e eletricidade residencial na cidade de Campinas. No custo de investimento foi considerado custo dos materiais utilizados na construção e mão de obra. Como esse sistema praticamente não requer manutenção, foi desprezado esse custo. Os custos de instalação foram estimados através do protótipo em desenvolvimento na UNICAMP. Foram considerados 2 grupos de materiais com períodos de amortização diferentes: 15 anos e 2 anos.

15 anos

dutos de ar
tubos de água e acessórios
motor
pedras

2 anos

estrutura de ferro
telas
parafusos e rebites
capacitor
correia
temporizador
tinta e celador
madeira

As propriedades do ar foram estimadas em função da temperatura e da umidade. Alguns dados não explicitados foram obtidos em outras referências, como Anza e Mumma (1966).

calor específico da matriz de pedra
densidade da matriz de pedra
fração de vazio

$c_{pb} = 840$ [J/kg °C]
 $\rho_b = 2700$ [kg/m³]
 $E = 0,3$

Como o sistema funciona em regime transiente, em ciclos de 5 minutos, os parâmetros que variam com o tempo foram estimados pela média dos valores somado a cada segundo. O ar é assumido gás perfeito. O calor específico da matriz de pedra é constante. Não há transferência de calor entre a superfície do regenerador e o ambiente. Não foi considerada a variação da umidade entre os pontos (1-2) e (6-7).

5. DISCUSSÃO

Mantendo o número de Reynolds da Matriz de pedra, ou seja não variando a área frontal e a vazão mássica do leito e aumentando a profundidade da matriz de pedra, observa-se na figura 3, que o custo varia e existe um ponto ótimo dessa função em torno de $L=0,18$ m. A profundidade da matriz do experimento é $0,127$ m e o número de Reynolds é $79,04$, o mesmo valor testado. Aumentando a profundidade do leito, aumenta a variação da pressão que o ventilador tem que fornecer para manter a vazão mássica. O ventilador está diretamente relacionado com o custo operacional, o aumento da sua potência aumenta o consumo de energia. Isso é estimado na eq.(10), onde o aumento da profundidade L aumenta o parâmetro do comprimento Y e por sua vez, o aumento de Y aumenta a queda de pressão na matriz de pedra Δp , eq.(12). A relação entre custo e a queda de pressão na matriz de pedra Δp é uma curva idêntica a essa, porém com um pressão ótima em torno de 20 Pa.

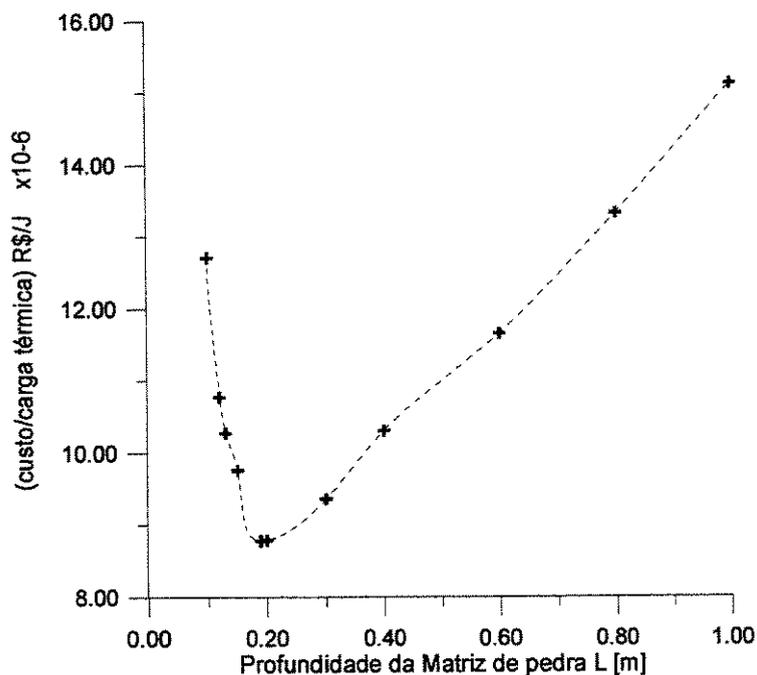


Figura 3 - Relação entre custo e a variação da profundidade da matriz.

Utilizando o valor ótimo da profundidade da matriz de pedra $L=0,18$ m e variando a sua área frontal para uma mesma vazão, varia o número de Reynolds da Matriz. A vazão

mássica não foi alterada. Os valores da área frontal testados foram: 2,25; 4; 6,25; 9; 12,25 e 16 m². A diminuição da área aumenta o número de Reynolds, eq.(4). Inicialmente o aumento do número de Reynolds, reduz os custos totais, mas o contínuo aumento de Reynolds, aumenta significativamente a queda de pressão na matriz e consequentemente os custos operacionais (eletricidade), por isso a curva se inverte. O valor ótimo do número de Reynolds é em torno de 80, que é bem próximo do valor do experimento.

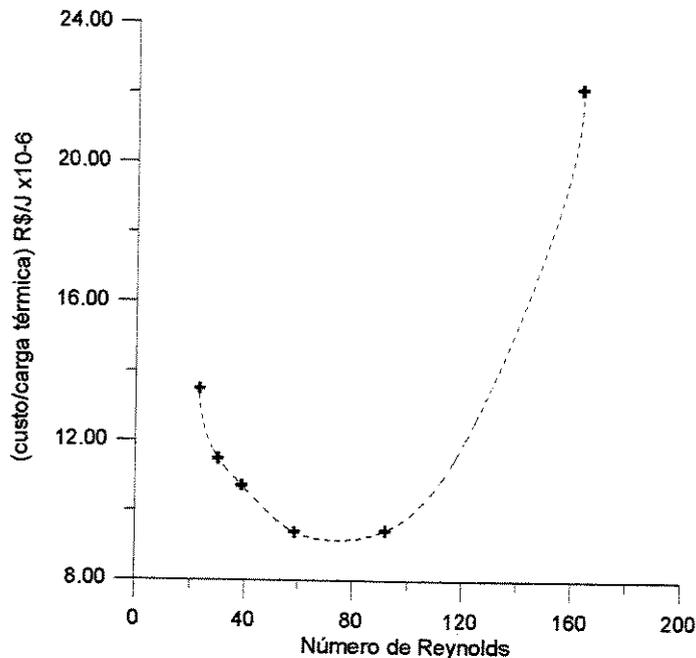


Figura 4 - Relação entre custo e o número de Reynolds.

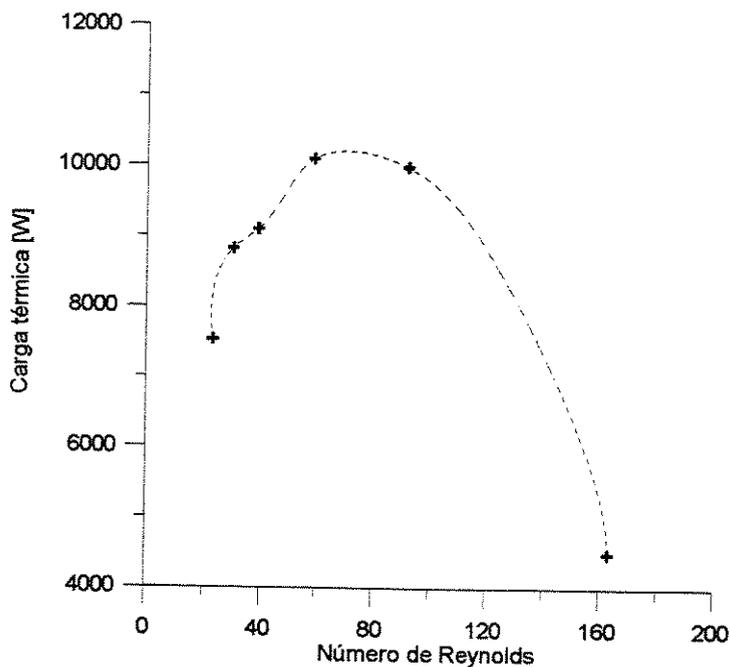


Figura 5 - Relação entre carga térmica e o número de Reynolds.

A carga térmica que o sistema pode absorver é função da vazão mássica e da variação de temperatura do ambiente (T_3-T_4). A temperatura T_3 é a temperatura de saída do regenerador entre os pontos (1-2) acrescida do ganho de temperatura ao passar pelo ventilador. Inicialmente, para valores de Reynolds abaixo 80, a diminuição da área frontal e conseqüentemente o aumento do número de Reynolds, aumenta velocidade do fluxo de ar na matriz, aumentando a transferência de calor por convecção, ver eq.(3), mas a contínua redução da área começa a aumentar a queda de pressão que o ventilador tem que suprir para manter a vazão mássica constante, conseqüentemente aumenta o ganho de temperatura do ar ao passar pelo ventilador..

6. CONCLUSÕES

A simulação com o modelo teórico para otimizar o desempenho do sistema construído por Hogg (1971) mostrou que:

O valor da profundidade da matriz de pedra, apesar de não ser idêntico ao valor otimizado, está relativamente próximo. Essa variação se deve ao fato dos custos principalmente de água e luz variarem de acordo com o local analisado. Sabe-se que devido a proximidade dos lagos nessa região da Austrália era utilizado água dos lagos nesse sistema, alterando os custos de água. Quanto ao número de Reynolds, o valor ótimo foi bem próximo do utilizado.

Conclui-se a modelagem teórica pode ser uma boa ferramenta para a otimização desses sistemas.

Agradecimentos

Agradecemos ao Cnpq pela bolsa de estudo

6. REFERÊNCIAS

- Anza, Juan M.Rodriguez ; Mumma, Stanley A., 1966, Rock Bed Regenerative as a Means of Indirect Evaporative Cooling, ASHRAE Trans., vol.68, pp.787-796.
- Dunkle, R. V.; Ellul, W. M. J., 1972, Randomly-Pached Particulate Bed Regenerative and Evaporative Coolers, Mechanical e Chemical Engineering Transaction, Nov, pp.117-121.
- Jones, W.P., 1983, Engenharia de Ar condicionado ,Rio de Janeiro, Campus,. Cap.6 e 15: A escolha das condições de insuflamento de projeto, e Os fundamentos do escoamento de ar em dutos, pp.138-139;378-432.
- Hogg, F. G., A, 1971, Switched-Bed Regenerative Cooling System, Proc. Int. Congr. Refr 13th, Washinton, D.C., Vol 4, p.41-46.

- Morse et Kowalczewski, 1976, A Rational Basis for Human thermal Confort. ASHRAE Journal, Sept, v.9, nº 9, p.72-77.
- Mumma, S. A.; Marvin, W. C., August 1976, A Method of Simulating the Performance of a Pebble Bed Thermal Energy Storage and Recovery System, In Conference, St. Louis, MO: ASME-AICHE Heat transfer Conferenceration, nº 76-HT-73, pp.1-5.
- Read, W.R. ; Chapman, H.L. e Davey, L.E., Dec, 1972, The use of RBR Systems in South Australian Schools, In Conference, Adelaide: Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating, vol.26, nº 12, pp.20-27.

ABSTRACT

OPTIMIZATION OF COOLING SYSTEM OF ROCK BED REGENERATIVE

Resumo. *The rock bed regenerative system was developed in Austrália around 60th years for alternative of thermal confort. It can be operated for cooling or heating , using rock matriz as regenerative heat exchanger. The apparatus of Hogg was analyzed, a unit that provide confort cooling in a small house with 95 a 185 m² in Australia from tropical areas. A mathematical modeling was made to check the performance and optimization of this system using running total cost (operational cost plus investment cost). The investments cost were obtained through experimental apparatus in development in UNICAMP. Also some parameters were analyzed like pressure drop, thermal bulk with others geometry of rock matriz.*

Key Words: Regenerator, Rock Bed, Thermal Confort, Evaporative Cooling and Optimization.

Apêndice C

Dados de temperatura e umidade relativa do ar na UNICAMP entre os anos de 1989 a 1996.

CÁLCULO DOS DADOS

Dados fornecidos pela FEAGRI, referentes aos anos de 1989 a 1996

Temperatura diária máxima do ar (°C)

Ano	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
88	X	X	X	X	X	23,8	23,4	28,1	30,2	27,9	28,3	29,6
89	29,1	29,4	29,9	29,0	25,8	23,8	23,7	26,3	25,6	28,2	28,6	26,7
90	30,7	31,0	30,7	30,1	25,4	25,0	22,6	25,0	25,8	29,4	31,4	30,6
91	29,5	29,9	27,6	27,6	26,4	25,2	24,9	27,5	28,0	28,9	30,4	29,8
92	29,9	30,2	29,4	27,9	26,4	26,7	24,8	26,0	25,2	28,2	28,7	29,4
93	29,8	28,0	29,9	28,7	25,4	23,8	25,7	25,6	26,7	29,2	31,0	29,3
94	28,8	30,5	28,4	27,6	26,3	23,5	25,6	27,0	29,8	30,6	29,8	30,3
95	30,1	27,5	29,2	27,9	25,5	24,7	26,0	29,3	27,9	27,3	29,1	29,5
96	30,3	30,6	29,4	28,4	25,3	24,6	24,1	27,2	X	X	X	X
Média	29,8	29,6	29,3	28,4	25,8	24,6	24,5	26,9	27,4	28,7	29,7	29,4

Temperatura diária mínima do ar (°C)

Ano	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
88	X	X	X	X	X	12,1	10,6	13,1	17,0	16,8	17,4	18,8
89	19,7	20,2	19,8	17,8	14,3	13,1	11,1	13,5	15,6	15,4	17,5	17,4
90	20,2	20,3	20,0	18,9	13,8	12,2	11,1	13,0	14,0	17,9	19,9	19,2
91	19,4	19,2	19,3	17,5	15,3	14,2	11,9	14,8	15,1	17,3	18,6	20,0
92	19,9	19,8	19,0	17,2	16,3	14,7	13,0	14,3	16,3	18,0	18,5	18,1
93	20,0	19,5	19,4	18,2	15,3	12,9	13,2	12,7	16,3	18,0	19,1	19,7
94	19,3	20,1	19,0	17,1	15,5	11,1	11,8	13,0	15,7	18,9	18,5	19,8
95	19,9	19,3	19,1	17,2	15,1	12,3	14,0	14,9	15,7	16,7	17,9	19,3
96	20,3	20,3	19,6	17,8	14,3	12,7	10,7	12,5	X	X	X	X
Média	19,8	19,8	19,4	17,7	15,0	12,8	11,9	13,5	15,7	17,4	18,4	19,0

CÁLCULO DOS DADOS

Dados fornecidos pela FEAGRI, referentes aos anos de 1989 a 1996

Umidade Relativa do Ar (%) - 9:00 h

Ano	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
88	X	X	X	X	X	X	X	60,8	59,9	69,8	68,5	73,5
89	74,3	78,8	74,2	69,8	71,6	77,3	73,3	68,2	71,5	63,0	66,2	73,6
90	73,5	76,2	74,8	71,2	73,9	75,2	78,4	70,5	67,2	66,9	65,7	68,1
91	71,5	77,8	78,5	76,5	70,6	74,4	70,6	57,6	63,4	62,9	64,7	72,2
92	72,8	68,6	73,8	75,1	78,1	73,3	71,2	69,2	72,4	72,3	70,2	68,9
93	74,9	82,1	74,4	74,2	73,5	75,1	72,0	65,9	72,7	67,9	64,3	68,4
94	74,1	73,5	70,5	69,3	69,4	72,5	69,3	64,9	57,5	68,0	71,2	75,2
95	80,7	82,8	70,5	69,4	74,4	71,5	67,2	58,1	63,4	70,3	70,1	72,6
96	75,9	77,9	72,6	71,7	73,4	74,0	70,5	69,9	X	X	X	X
Média	74,7	77,2	73,7	72,2	73,4	74,2	71,6	65,0	66,0	67,6	67,6	71,6

Umidade Relativa do Ar (%) - 15:00 h

Ano	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
88	X	X	X	X	X	X	X	29,5	38,6	49,7	47,8	53,5
89	63,2	63,1	52,3	50,1	47,3	50,3	43,9	40,7	51,8	39,4	50,6	57,8
90	53,7	52,7	54,6	51,2	49,4	42,4	44,1	46,5	46,3	46,7	48,7	48,6
91	59,6	54,5	65,5	54,7	43,2	49,9	41,0	33,0	41,0	48,1	44,7	60,3
92	57,4	53,1	59,0	52,3	55,3	42,7	44,5	43,9	56,2	55,7	54,1	48,9
93	59,8	64,2	56,1	47,8	47,5	46,8	39,8	39,9	52,9	45,3	41,5	53,5
94	57,7	51,1	51,1	45,8	47,8	37,3	30,9	29,4	29,6	41,5	43,4	52,5
95	56,4	68,1	49,4	46,3	48,0	39,3	39,8	30,8	43,6	48,7	44,0	52,2
96	52,7	49,3	53,2	45,2	46,8	43,1	40,2	35,1	X	X	X	X
Média	57,6	57,0	55,2	49,2	48,2	44,0	40,5	36,5	45,0	46,9	46,8	53,4

Dados do modelo para ciclo de 5 minutos

tempo	T1	T2	T3	T4	T6
11,5414	33,644	29,4	29,4	25,792	29,4
11,6247	33,567	28,782	28,782	25,636	30,834
11,7081	33,5	28,755	28,755	25,629	30,808
11,7914	33,443	28,413	28,413	25,542	31,575
11,8747	33,396	28,384	28,384	25,535	31,541
11,9581	33,359	28,174	28,174	25,482	31,992
12,0414	33,332	28,15	28,15	25,475	31,961
12,1247	33,314	28,011	28,011	25,44	32,251
12,2081	33,307	27,993	27,993	25,435	32,226
12,2914	33,309	27,894	27,894	25,41	32,429
12,3747	33,322	27,884	27,884	25,407	32,415
12,4581	33,344	27,811	27,811	25,389	32,57
12,5414	33,376	27,809	27,809	25,388	32,568
12,6247	33,418	27,753	27,753	25,374	32,698
12,7081	33,47	27,761	27,761	25,376	32,709
12,7914	33,532	27,717	27,717	25,365	32,826
12,8747	33,603	27,733	27,733	25,369	32,852
12,9581	33,685	27,698	27,698	25,36	32,965
13,0414	33,776	27,724	27,724	25,366	33,006
13,1247	33,878	27,695	27,695	25,359	33,121
13,2081	33,989	27,73	27,73	25,368	33,178
13,2914	34,11	27,707	27,707	25,362	33,298
13,3747	34,241	27,75	27,75	25,373	33,371
13,4581	34,382	27,732	27,732	25,368	33,5
13,5414	34,533	27,782	27,782	25,381	33,59
13,6247	34,693	27,768	27,768	25,378	33,729
13,7081	34,864	27,825	27,825	25,392	33,837
13,7914	35,044	27,814	27,814	25,389	33,988
13,8747	35,234	27,876	29,215	25,746	34,113
13,9581	35,435	27,926	29,265	25,758	34,277
14,0414	36,309	27,996	29,335	25,776	34,421
14,1247	35,328	28,023	29,362	25,783	34,823
14,2081	34,56	28,097	29,436	25,801	34,579
14,2914	34,007	28,114	29,452	25,806	34,559
14,3747	33,667	28,19	29,529	25,825	34,247
14,4581	33,54	28,203	29,542	25,828	34,146
14,5414	33,628	28,282	29,62	25,848	33,93
14,6247	33,929	28,293	29,632	25,851	33,921
14,7081	34,445	28,373	29,712	25,871	33,894
14,7914	35,173	28,384	29,723	25,874	34,072
14,8747	35,198	28,465	29,804	25,894	34,291
14,9581	34,732	28,476	29,815	25,897	34,406
15,0414	34,32	28,558	29,896	25,917	34,36
15,1247	33,951	28,569	29,908	25,92	34,296
15,2081	33,613	28,65	29,989	25,94	34,147
15,2914	33,296	28,661	30	25,943	34,01
15,3747	32,989	28,742	30,081	25,963	33,82
15,4581	32,679	28,752	30,091	25,966	33,647
15,5414	32,357	28,832	30,171	25,986	33,433
15,6247	32,01	28,842	30,181	25,988	33,23
15,7081	31,628	28,92	30,259	26,008	32,986
15,7914	31,2	28,928	30,267	26,01	32,742
15,8747	30,714	29,004	30,343	26,029	32,45
15,9581	30,159	29,011	30,35	26,031	32,144
16,0414	29,524	29,084	30,423	26,049	31,78
16,1247	28,797	29,089	30,428	26,05	31,386
16,2081	27,969	29,158	30,497	26,068	30,92
16,2914	27,026	29,161	30,499	26,068	30,407

Medidas experimentais do sistema para ciclo de 10 minutos.

tempo	T1	T2	T3	T4	T6	TBU(2)	TBU(4)	TBU(6)
11,7500	31,8	30,5	29,9	30,2	32,9	27,1	28,9	26,5
11,7833	31,5	30,2	30,0	30,1	32,5	26,3	29,6	26,0
11,8167	31,0	29,9	29,5	29,7	32,2	25,8	29,4	25,7
11,8500	31,5	29,9	29,6	29,8	32,2	25,8	29,3	25,9
11,8833	31,9	29,8	29,7	29,3	32,2	25,8	29,4	26,1
11,9167	31,5	29,6	29,4	28,8	33,0	25,6	28,9	26,0
11,9500	33,2	31,5	31,0	30,1	32,4	27,7	29,3	26,6
11,9833	33,1	31,6	31,0	30,2	32,5	27,9	29,6	27,2
12,0167	32,5	31,4	31,0	29,5	32,3	27,6	29,2	27,6
12,0500	32,8	31,2	30,8	29,3	32,3	27,0	29,1	27,9
12,0833	33,5	31,3	30,9	29,4	32,6	27,2	28,8	27,7
12,1167	32,4	30,7	30,5	29,8	32,2	28,0	28,9	26,2
12,1500	32,5	30,6	30,4	29,1	32,3	27,3	28,7	25,7
12,1833	32,2	30,5	30,1	28,5	32,5	26,5	28,3	25,8
12,2167	32,6	30,3	30,2	28,0	32,9	26,3	27,6	26,2
12,2500	32,2	30,1	29,8	27,6	33,2	25,9	26,7	26,1
12,2833	33,7	30,6	30,4	28,0	32,5	26,8	27,4	26,7
12,3167	33,4	30,6	30,3	28,0	32,3	26,9	27,7	26,9
12,3500	33,3	30,7	30,1	28,2	32,6	26,7	27,9	27,8
12,3833	32,8	30,5	30,1	28,4	32,1	26,6	27,7	27,7
12,4167	33,6	30,6	30,4	28,3	32,5	26,3	27,6	28,5
12,4500	34,0	30,5	30,1	29,2	33,2	27,4	28,1	27,1
12,4833	33,9	30,5	30,3	28,9	33,1	26,7	28,5	26,6
12,5167	33,8	30,4	30,5	28,9	33,4	26,4	28,3	26,6
12,5500	33,7	30,2	30,3	28,7	32,7	26,1	27,9	26,1
12,5833	33,6	30,3	30,0	28,2	33,0	25,9	27,9	26,4
12,6167	33,5	30,6	30,5	28,8	32,6	27,3	28,2	26,8
12,6500	34,2	30,9	30,8	28,8	32,9	27,3	28,4	27,7
12,6833	35,4	31,2	30,9	29,0	33,1	27,2	28,6	28,3
12,7167	35,0	30,9	30,8	28,6	33,1	26,8	28,5	28,6
12,7500	34,2	30,8	30,6	28,7	32,7	26,9	28,1	28,3
12,7833	34,5	30,6	30,4	29,1	32,9	27,7	28,7	27,6
12,8167	34,7	31,0	31,0	29,2	33,7	27,3	29,0	27,2
12,8500	34,8	30,7	30,7	28,6	33,6	26,7	28,5	26,8
12,8833	34,2	30,8	30,7	28,7	33,2	26,5	28,4	26,5
12,9167	34,8	30,4	30,3	28,1	33,2	26,1	28,1	26,3
12,9500	33,9	31,0	30,9	28,6	32,8	27,6	28,6	26,9
12,9833	34,7	31,0	30,7	28,9	33,1	27,3	28,7	27,0
13,0167	34,7	31,1	31,0	29,0	33,3	27,3	28,6	27,3
13,0500	35,0	31,2	30,9	28,6	33,1	26,9	28,7	27,5
13,0833	35,1	30,9	31,0	28,5	33,1	26,9	28,5	27,4
13,1167	35,2	31,2	31,0	29,2	33,3	27,9	28,8	26,6
13,1500	35,7	30,9	30,8	29,0	33,9	27,2	28,7	26,4
13,1833	35,3	30,8	31,0	28,5	34,6	26,6	28,5	26,5
13,2167	35,3	30,9	30,7	28,7	34,3	26,3	28,3	26,4
13,2500	35,2	30,8	30,6	28,4	33,5	26,3	28,1	26,5
13,2833	35,5	31,4	31,0	29,4	33,4	27,5	28,8	27,2
13,3167	34,8	31,2	30,9	29,5	33,4	27,5	29,0	28,2
13,3500	35,9	31,2	31,1	29,2	33,5	27,2	28,8	28,4
13,3833	35,9	31,5	31,2	29,3	33,9	27,2	28,9	28,4
13,4167	35,2	31,3	31,3	29,2	33,4	27,1	28,7	28,7
13,4500	36,2	31,6	31,4	29,8	34,3	28,1	29,1	27,9
13,4833	36,1	31,3	31,0	29,3	34,0	27,3	29,0	27,2
13,5167	36,4	31,3	31,4	29,2	35,0	26,8	29,1	27,2
13,5500	36,2	30,9	31,1	29,0	34,2	26,4	28,8	26,7
13,5833	36,0	31,3	31,2	29,0	34,4	26,4	28,5	26,8
13,6167	36,7	31,8	31,9	29,5	33,8	27,8	29,0	27,4
13,6500	35,8	31,8	31,7	29,9	33,9	27,8	29,3	28,0
13,6833	36,2	31,7	32,2	29,7	34,1	27,7	29,2	28,5
13,7167	36,4	31,4	32,2	29,8	33,9	27,3	28,9	27,6
13,7500	36,4	31,8	32,6	29,9	33,9	27,3	29,1	28,1
13,7833	36,8	32,3	32,6	30,6	34,7	28,6	29,7	27,2
13,8167	36,6	31,3	32,3	29,9	34,3	27,7	29,6	26,6
13,8500	36,2	31,7	32,7	30,2	34,6	27,2	29,5	26,4
13,8833	36,4	31,5	32,0	30,2	34,5	26,5	29,1	26,4
13,9167	36,6	30,9	32,6	29,6	34,9	26,3	28,9	26,6
13,9500	36,3	32,0	33,1	30,5	33,9	28,1	29,5	27,2
13,9833	35,1	31,6	32,3	30,6	34,0	27,7	29,0	28,0
14,0167	36,1	31,9	32,7	30,2	34,2	27,4	29,2	28,9
14,0500	37,2	32,0	32,9	30,0	34,5	27,1	29,0	29,0
14,0833	36,7	32,1	32,8	30,1	34,4	27,3	29,0	29,3
14,1167	36,9	32,1	32,9	30,1	34,8	28,4	29,3	27,7
14,1500	37,4	32,0	32,7	30,3	34,4	27,7	29,6	26,9

Dados do modelo para ciclo de 5 minutos

tempo	T1	T2	T3	T4	T6
11,8331	31,417	27,5	27,5	26,102	27,5
11,9997	31,968	27,134	27,134	26,01	29,547
12,1664	32,491	27,111	27,111	26,005	29,836
12,3331	32,984	26,977	26,977	25,971	30,845
12,4997	33,45	26,968	26,968	25,969	31,207
12,6664	33,889	26,903	26,903	25,952	31,906
12,8331	34,3	26,918	26,918	25,956	32,278
12,9997	34,686	26,886	26,886	25,948	32,835
13,1664	35,045	26,935	26,935	25,96	33,193
13,3331	35,378	26,926	26,926	25,958	33,662
13,4997	35,687	27,014	27,014	25,98	33,993
13,6664	35,97	27,073	28,41	26,328	34,395
13,8331	36,23	27,243	28,581	26,37	34,694
13,9997	36,466	27,295	28,633	26,383	35,038
14,1664	36,679	27,474	28,812	26,427	35,301
14,3331	36,87	27,538	28,876	26,443	35,593
14,4997	37,038	27,735	29,073	26,491	35,82
14,6664	37,035	27,814	29,152	26,511	36,063
14,8331	36,182	28,025	29,363	26,562	36,174
14,9997	35,419	28,119	29,457	26,585	35,861
15,1664	34,768	28,339	29,677	26,639	35,53
15,3331	34,252	28,444	29,782	26,665	35,117
15,4997	33,893	28,665	30,003	26,719	34,75
15,6664	33,713	28,776	30,114	26,746	34,425
15,8331	33,734	28,989	30,326	26,797	34,199
15,9997	33,98	29,099	30,437	26,824	34,086
16,1664	34,472	29,294	30,632	26,872	34,119
16,3331	35,233	29,395	30,733	26,896	34,321
16,4997	36,285	29,566	30,903	26,937	34,716
16,6664	34,694	29,653	30,991	26,958	35,328
16,8331	33,458	29,796	31,134	26,993	34,633
16,9997	32,948	29,868	31,206	27,01	34,212
17,1664	32,514	29,987	31,325	27,039	33,71
17,3331	31,505	30,044	31,382	27,053	33,363

Medidas experimentais do sistema para ciclo de 15 minutos.

Tempo	T1	T2	T3	T4	T6	TBU(2	TBU(4	TBU(8
12,00	34,60	32,00	31,70	30,80	32,80	29,50	30,10	26,00
12,05	34,80	31,80	31,60	32,10	34,00	29,20	31,20	26,70
12,1	34,20	31,40	31,10	30,00	32,80	26,60	30,50	25,80
12,15	34,10	31,10	30,80	29,70	33,30	26,30	29,80	26,10
12,2	33,80	30,60	30,50	28,50	33,60	25,30	28,50	25,50
12,25	34,40	31,30	31,30	29,40	33,20	27,40	28,90	25,40
12,3	34,40	31,90	31,10	29,70	33,10	28,10	29,30	26,00
12,35	35,50	32,20	31,50	29,60	33,30	27,40	29,20	27,30
12,4	35,10	31,70	31,50	29,40	33,40	26,90	28,80	27,70
12,45	35,50	31,50	31,20	29,20	33,40	26,70	28,40	28,60
12,5	35,60	31,80	31,50	29,60	33,60	27,80	28,90	27,50
12,55	36,10	31,80	31,50	29,70	33,90	27,50	29,20	26,90
12,6	35,30	31,90	31,60	29,50	34,20	26,60	29,00	26,80
12,65	35,90	31,70	31,50	29,20	35,10	26,10	28,60	26,60
12,7	35,70	31,60	31,70	29,40	34,60	26,20	28,50	26,30
12,75	36,20	31,70	31,80	29,70	34,20	26,80	28,50	26,00
12,8	36,10	31,90	32,00	29,80	34,30	27,90	29,10	26,80
12,85	35,60	32,20	31,90	30,00	34,60	27,90	29,20	28,50
12,9	36,70	32,30	32,20	30,00	34,80	27,70	29,20	28,10
12,95	36,90	32,40	32,10	29,80	34,90	27,70	29,10	28,50
13	36,70	32,60	32,60	30,60	34,80	28,70	29,50	28,30
13,05	36,40	32,30	32,30	30,20	34,60	27,90	29,60	26,80
13,1	37,40	31,90	32,00	29,90	34,80	27,00	29,10	26,50
13,15	36,90	31,80	32,00	29,50	34,90	26,40	28,70	26,10
13,2	36,80	31,70	31,70	29,20	34,90	26,10	28,40	26,20
13,25	37,50	32,30	32,20	29,90	34,70	27,60	28,60	26,90
13,3	36,70	32,30	32,30	29,90	34,90	27,60	29,00	27,70
13,35	37,30	32,30	32,40	29,60	35,10	27,50	29,10	28,20
13,4	36,60	32,40	32,60	29,40	34,80	27,30	29,00	28,50
13,45	35,10	32,60	32,70	29,10	34,60	27,20	28,90	29,50
13,5	36,30	32,50	32,80	29,80	35,00	28,10	28,90	28,50
13,55	37,40	32,20	33,00	29,70	34,20	27,40	29,30	27,10
13,6	37,00	32,50	33,30	29,80	34,70	27,00	29,20	26,60
13,65	37,30	32,20	33,20	29,70	35,00	26,20	28,90	26,90
13,7	36,50	32,40	33,40	29,70	35,80	26,60	28,90	27,20
13,75	35,30	32,60	33,40	29,80	34,80	27,70	28,90	26,70
13,8	35,60	32,00	32,90	29,70	34,50	27,30	29,10	27,10
13,85	37,20	32,30	33,40	29,40	34,80	27,40	29,10	28,50
13,9	37,00	32,00	33,10	29,50	34,60	26,80	28,70	28,00
13,95	37,90	32,40	33,10	29,60	35,00	27,10	28,80	27,90
14	37,50	32,60	33,60	30,40	34,90	28,20	29,20	26,90
14,05	37,50	32,50	33,50	29,90	34,70	27,40	29,30	26,40
14,1	37,60	32,30	33,30	29,40	35,60	26,50	28,80	26,60
14,15	38,00	32,10	33,20	29,50	35,50	26,40	28,80	27,10
14,2	37,70	32,20	33,00	29,50	34,90	26,20	28,60	26,90
14,25	37,60	32,80	34,00	30,80	35,40	28,40	29,50	27,90
14,3	37,60	32,80	33,90	30,50	35,80	28,30	29,70	28,20
14,35	36,80	32,90	34,20	30,40	35,70	28,10	29,80	28,20
14,4	37,30	32,80	33,70	30,10	35,50	27,70	29,50	28,50
14,45	38,20	32,90	34,10	30,30	35,60	27,80	29,50	28,90
14,5	38,60	33,20	34,40	31,00	35,90	29,00	29,90	27,60
14,55	38,70	33,30	34,30	30,70	36,20	28,20	30,20	27,50
14,6	38,90	32,90	34,20	30,20	35,70	27,50	29,70	27,10
14,65	39,00	33,30	34,20	30,50	37,00	27,50	29,90	27,70
14,7	38,50	32,90	34,40	30,60	36,70	27,40	29,60	27,10
14,75	39,20	34,10	34,90	31,30	36,40	29,00	30,20	27,60
14,8	38,60	34,10	34,50	30,90	37,00	29,10	30,40	29,20
14,85	39,50	34,00	35,40	31,10	36,70	29,00	30,60	30,80
14,9	37,50	33,70	35,20	30,70	36,60	28,50	30,40	30,90
14,95	37,60	33,70	34,80	30,60	36,50	28,50	30,00	30,70
15	37,50	33,90	35,00	31,30	36,00	29,70	30,20	29,10
15,05	39,10	33,60	34,70	30,50	36,60	28,50	30,10	28,10
15,1	39,10	33,60	34,80	30,20	36,50	28,00	30,00	27,60
15,15	39,20	33,20	34,80	30,10	36,30	27,50	29,80	27,60
15,2	39,30	33,30	34,50	30,40	37,00	27,50	29,60	28,10
15,25	38,00	33,50	35,00	31,50	36,40	29,20	30,10	27,80
15,3	37,20	33,80	35,30	31,80	37,00	30,30	31,10	29,50
15,35	38,20	34,10	35,40	31,20	37,00	29,80	31,10	29,90
15,4	39,10	34,10	35,20	31,10	36,90	29,50	30,90	29,60
15,45	38,80	33,90	35,30	31,40	36,90	29,50	30,80	28,90
15,5	38,90	34,50	35,70	32,10	36,90	30,70	31,10	28,50
15,55	39,30	34,40	35,70	31,90	36,80	29,60	31,30	28,50
15,6	38,40	33,80	35,30	30,60	37,10	28,30	30,50	28,30

Dados do modelo para ciclo de 15 minutos

tempo	T1	T2	T3	T4	T6
12,1247	33,246	29,58	29,58	26,666	29,58
12,3747	34,021	28,669	28,669	26,443	31,904
12,6247	34,621	28,605	28,605	26,427	32,394
12,8747	35,076	28,353	28,353	26,365	33,388
13,1247	35,414	28,352	28,352	26,365	33,805
13,3747	35,666	28,251	28,251	26,34	34,385
13,6247	35,861	28,332	29,679	26,69	34,676
13,8747	36,026	28,406	29,753	26,708	35,043
14,1247	36,192	28,575	29,923	26,749	35,253
14,3747	36,388	28,628	29,975	26,762	35,527
14,6247	36,643	28,854	30,201	26,817	35,733
14,8747	36,986	28,93	30,277	26,835	36,023
15,1247	37,446	29,186	30,533	26,897	36,317
15,3747	38,052	29,284	30,631	26,921	36,729
15,6247	37,35	29,549	30,896	26,985	37,213
15,8747	37,033	29,663	31,01	27,012	36,916
16,1247	37,054	29,922	31,269	27,074	36,867
16,3747	37,077	30,049	31,396	27,105	36,844
16,6247	36,766	30,289	31,636	27,162	36,881
16,8747	35,785	30,424	31,771	27,194	36,688
17,1247	33,797	30,634	31,981	27,245	36,092

Apêndice E

Propriedades psicrométricas da mistura ar - vapor de água e processo psicrométricos

O ar atmosférico é considerado uma mistura de dois gases: ar seco (que já é uma mistura de gases) e vapor de água saturado ou superaquecido. Essa consideração é utilizada para estimar as propriedades físicas do ar úmido. A pressão atmosférica total é composta pela somatória das pressões parciais dos componentes gasosos (lei de Dalton para pressão parcial), no caso: pressão de ar seco mais pressão de vapor de água. A pressão parcial é por definição a pressão que um componente teria se ocupasse o mesmo volume na mesma temperatura da mistura.

$$P = P_a + P_v \quad (E.25)$$

A água em uma pressão definida apresenta uma temperatura de saturação onde existe o equilíbrio entre as fases líquida e vapor, ou em uma temperatura definida apresenta uma pressão de saturação onde esse equilíbrio de fases ocorre. O “National Engineering Laboratory “ (1964) forneceu uma correlação que relaciona a pressão de vapor de água com a temperaturas na faixa de 0 até 100 °C.

$$\log P = 28,59051 - 8,2 \log(T+273,16) + 0,0024804(T+273,16) - \frac{3142,31}{T + 273,16} \quad (E.26)$$

Onde P é a pressão absoluta em bar.

Quando o ar atmosférico a uma certa temperatura contém uma certa quantidade de vapor de água tal que sua pressão parcial é igual a pressão de equilíbrio a essa mesma temperatura, o ar é dito saturado.

Se a pressão parcial do vapor de água for inferior a pressão de equilíbrio ou pressão de saturação naquela temperatura, o ar não está saturado. A propriedade do ar denominada umidade relativa fornece a razão entre a pressão parcial do vapor de água na mistura e a pressão de equilíbrio ou de saturação do vapor de água, ambos à mesma temperatura.

$$UR = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (E.27)$$

Outra propriedade utilizada é a razão de umidade, que é a massa de vapor de água contida no ar atmosférico por unidade de massa de ar seco.

$$UA = \frac{m_v}{m_a} \quad (E.28)$$

O ar atmosférico é uma mistura de gases, segundo Jones (1983):

Nitrogênio	78,03%	28,02 g/gmol
Oxigênio	20,99%	32,00 g/gmol
Dióxido de Carbono	0,03%	44,00 g/gmol
Hidrogênio	0,01%	2,02 g/gmol
Argônio	0,94%	39,91 g/gmol

Pode-se calcular o valor médio do peso molecular do ar seco:

$$PM_a = 78,03 \times 28,02 + 20,99 \times 32,00 + 0,03 \times 44,00 + 0,01 \times 2,02 + 0,94 \times 39,91 = 28,9 \text{ kg/kg mol} \quad (E.29)$$

Através da relação dos gases perfeitos e do peso molecular médio do ar seco ($PM_a = 28,9 \text{ kg/kg mol}$) e do vapor de água ($PM_v = 18 \text{ kg/kg mol}$) chega-se a expressão:

$$UA = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v \cdot V \cdot PM_v}{RT} \cdot \frac{RT}{P_a \cdot V \cdot PM_a} \Rightarrow UA = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P - P_v} \quad (\text{E.30})$$

Stoecker (1958) propôs uma correlação para estimar o volume específico do ar úmido.

$$v_{ar} = \frac{1}{\rho_{ar}} = \frac{2,152(T + 273,16)}{P[\text{mmHg}]} \left[1 + \frac{UA}{0,623} \right] \quad (\text{E.31})$$

Não é possível definir um valor absoluto para a entalpia pois não se conhece o valor absoluto da energia interna de um gás. Segundo Jones (1983) isso se deve ao fato de que no nível atômico, a contribuição das forças elétricas, magnéticas e outras não podem ser determinadas. Como o importante é definir a variação de entalpia, trabalha-se com entalpia relativa. É comum encontrar correlações e cartas psicrométricas com valores de entalpia diferentes, mas a variação dela é idêntica. A entalpia do ar úmido é composta por uma parcela do ar seco e por outra de vapor de água.

$$h_{ar} = h_a + UA \cdot h_{fg} \quad (\text{E.32})$$

Jones (1983) escolheu o referencial (ponto zero) de entalpia a 0 °C tanto para o ar seco como para a água líquida. A relação entalpia do ar seco e temperatura não é perfeitamente linear. Por isso foi utilizado uma equação para entalpia do ar seco numa faixa de 0 a 60 °C para uma atmosfera padrão (101,325 kPa) das tabelas do I.H.V.E.

$$h_a = 1,007 \cdot T - 0,026 \quad (\text{E.33})$$

Para o vapor de água foi proposto uma equação da entalpia de evaporação na faixa de 0 a 60 °C ajustada para uma atmosfera padrão.

$$h_{fg} = 2501 + 1,84 \cdot T \quad (\text{E.34})$$

As duas equações anteriores são agrupadas compondo a entalpia do ar úmido em kJ/kg de ar seco.

$$h_{ar} = 1,007 \cdot T - 0,026 + U.A. (2501 + 1,84 \cdot T) \quad (E.35)$$

Processos Psicrométricos

Existem uma variedade de processos psicrométricos envolvendo ar úmido. Serão descritos os principais processos.

- **Aquecimento ou resfriamento sensível do ar úmido:** Ocorre transferência de calor para o ar úmido sem adição de umidade. Ocorre quando o ar úmido escoa sobre uma superfície aquecida, caso típico de um trocador de calor resfriado a ar. Considerando o resfriamento, a temperatura da superfície fria deve ser maior do que a temperatura de orvalho do ar para não ocorrer condensação de umidade do ar.
- **Resfriamento com desumidificação do ar úmido por condensação:** Se o ar úmido for resfriado abaixo do seu ponto de orvalho ocorrerá condensação de parte do vapor de água presente no ar. É admitido que o ar esteja uniforme e em perfeito contato com o trocador de calor. Admite-se que a água condensada do ar úmido esteja a mesma temperatura do ar na saída do processo.
- **Aquecimento e umidificação do ar úmido:** Esse processo é realizado em regiões frias e secas, onde o ar atmosférico precisa ser aquecido e umidificado antes de ser introduzido no ambiente. Esse processo também pode ocorrer em regiões quentes, quando o ar atmosférico é insuflado dentro do espaço condicionado absorvendo calor e umidade desse espaço.

- Umidificação adiabática do ar úmido: Quando se adiciona umidade sob a forma de vapor ou líquido ao ar em uma câmara. Nesse processo não ocorre transferência de calor entre o ambiente externo e a câmara. Se for adicionado líquido (água), é admitido que toda ela se transforma em forma de vapor.
- Mistura adiabática de duas correntes de ar úmido: Um fluxo de ar com condições definidas de temperatura, umidade e entalpia se mistura com outro fluxo de ar com outras condições de temperatura, umidade e entalpia resultando um novo fluxo de ar com novas condições de temperatura, umidade e entalpia. Se as condições de temperatura, umidade e entalpia dos fluxos iniciais forem iguais, o novo fluxo resultante terá as mesmas propriedades.

Apêndice F

Carta do IHVE que relaciona a vazão volumétrica de ar [m^3/s], diâmetro do tubo [mm], velocidade média de ar [m/s] e perda de carga [mm de coluna de água por metro de duto] em tubulações circulares constituídas de folha de aço galvanizado.

A carta abaixo na figura (F.1) é expressa para escoamento de ar a 20 °C a 1 atmosfera padrão em dutos de folha de aço galvanizado liso. Para corrigir a temperatura do ar utiliza-se a equação:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \left(\frac{293}{273 + T_2} \right)^{0,857} \quad (\text{F.31})$$

Desenvolvi equações para substituir a carta do IHVE que estima a perda de carga em [mm C.A.] para velocidades do ar variando entre 0 até 10 m/s. Dentro do duto a velocidade não é constante, há um perfil de velocidade, por isso o valor da velocidade utilizada nos cálculos é a velocidade que corresponderá à vazão através da área do duto.

Para velocidade menor que 2 m/s, tem-se:

$$\Delta P_{[\text{mm C.A.}]} = 0,0037264 \cdot \text{vel} \cdot Q^{-0,3132} \quad (\text{F.32})$$

Para velocidade entre 2 e 10 m/s, tem-se:

$$\Delta P_{[\text{mm C.A.}]} = 0,00513845 - 0,00361841 \cdot \text{vel} + 0,00256014 \cdot \text{vel}^2 \cdot Q^{-0,3132} \quad (\text{F.33})$$

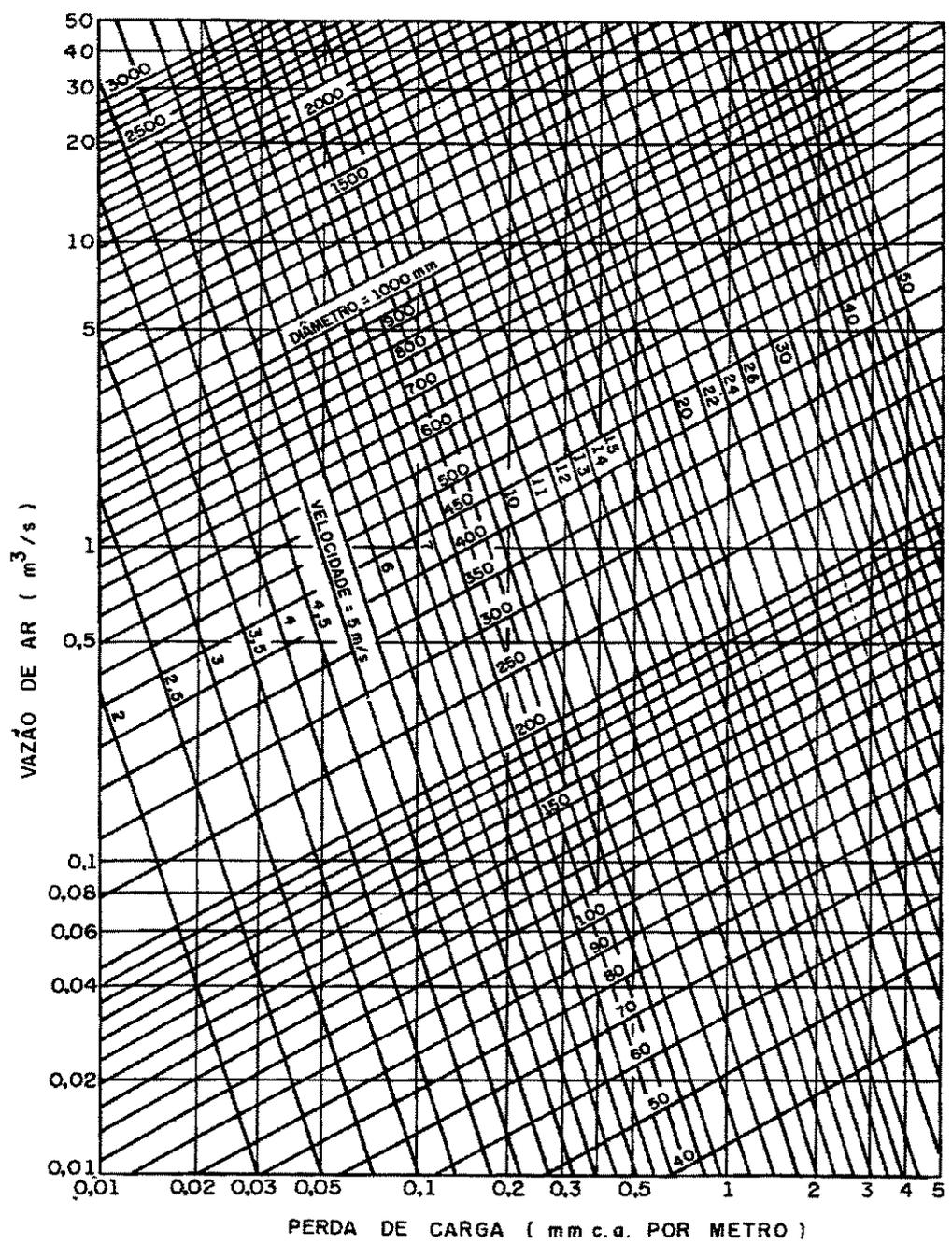


Figura F.1 - Perdas de pressão em dutos circulares de folha de aço galvanizado liso extraída do IHVE.

Apêndice G

Threlkeld (1970) descreveu a teoria do psicrômetro. Existe uma variedade de psicrômetros, sendo o mais simples dele composto por um termômetro de bulbo seco e outro de bulbo úmido. Nesse trabalho a temperatura de bulbo úmido foi determinada medindo-se a temperatura dentro de um cadarço branco e úmido de 90 mm de diâmetro conforme mostra a figura 4.8. Através dessas duas temperaturas, pode-se calcular a razão da umidade do ar que atravessa o psicrômetro.

O cadarço do termômetro de bulbo úmido pode receber calor por convecção com o fluxo de ar e fluxo de calor por radiação com as superfícies vizinhas. Baseado nessa análise a razão da umidade pode ser estimadas pela relação:

$$UA = UA_{sat} - K'(T - T_{(BU)}) \quad (G.34)$$

Sendo K' um fator de correção para estimar a razão de umidade estimado por:

$$K' = \frac{Le \cdot c_{p\text{ar}}}{h_{fg(BU)}} \left[1 + \frac{h_{rad} (T_{sup} - T_{(BU)})}{h_{conv} (T - T_{(BU)})} \right] \quad (G.35)$$

Como no protótipo a tubulação estava isolada, a temperatura das superfícies vizinha foi assumida igual à temperatura do ar.

Kusuda (1965) fez uma revisão das correlações para o cálculo do número de Lewis e recomendou as seguintes relações, respectivamente:

$$\text{Convecção forçada} \quad Le = \left(\frac{\alpha}{D}\right)^{3/2} \quad (\text{G.36})$$

$$\text{Convecção natural} \quad Le = \left(\frac{\alpha}{D}\right)^{0,48} \quad (\text{G.37})$$

Sendo α a difusividade térmica do ar saturado e D a difusividade do vapor d'água no ar ou o coeficiente de difusão. Esses parâmetros dependem da temperatura de bulbo úmido. Threlkeld (1970) apresenta uma tabela da razão desses parâmetros em função da temperatura. Uma correlação do 3º grau pode ser definida para estimar essa razão na faixa de 10 a 60 °C. Os dados da tabela e a correlação estão apresentados na figura abaixo.

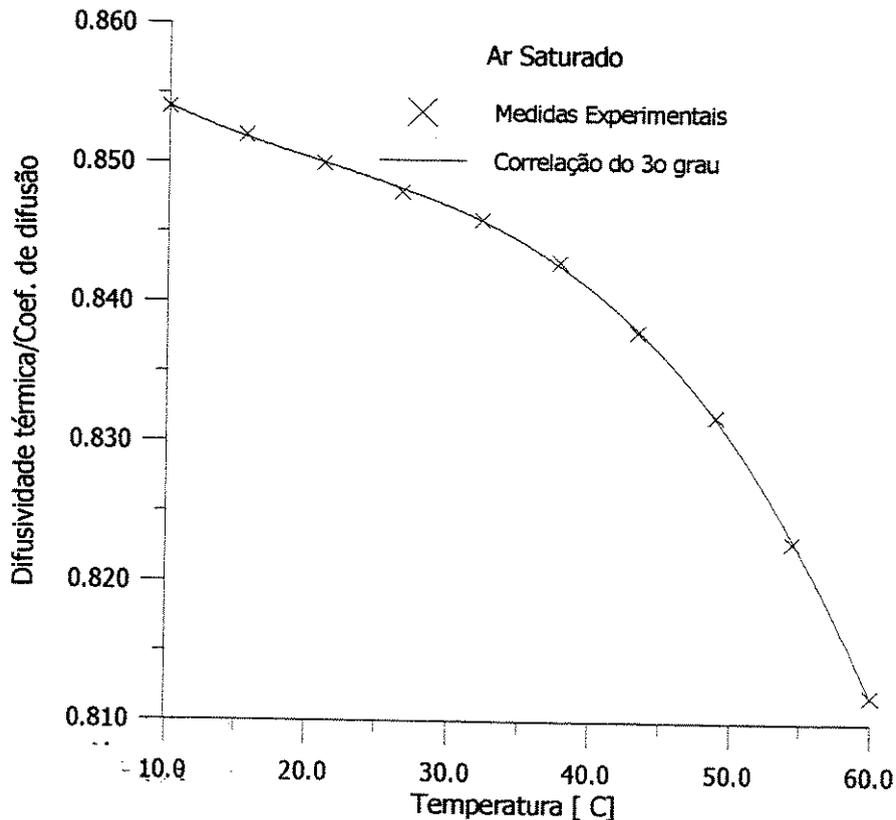


Figura G.2 – Razão entre a difusividade térmica e o coeficiente de difusão do ar saturado, dados experimentais apresentados por Threlkeld (1970) e uma correlação do 3º grau proposta na faixa de 10 a 60 °C.

A correlação do 3º grau proposta na faixa de 10 a 60 °C é:

$$\alpha/D = 0,860517 - 0,000873408 \cdot T + 2,7008 \times 10^{-5} T^2 - 4,32555 \times 10^{-7} T^3 \quad (\text{G.38})$$

$c_{p(\text{ar})}$ é calculado pela equação (3.6) e h_{fg} pela equação (7.34).

O coeficiente de radiação é estimado por:

$$h_{\text{rad}} = 5,67 \times 10^{-8} \cdot \varepsilon \left(\frac{T_{K(\text{sup})}^4 - T_{K(\text{BU})}^4}{T_{\text{sup}} - T_{(\text{BU})}} \right) \quad (\text{G.39})$$

Onde: ε é a emissividade do cadarço estimado por Threlkeld (1970) como igual à 0,93 e T_K em [Kelvin].

O coeficiente de convecção h_{conv} pode ser calculado pelas correlações de McAdams (1954) para fluxo de ar normal a fios ou cilindros.

$$\text{Nu} = \frac{h_{\text{conv}} \cdot d}{k_{\text{ar}}} = 0,615 \left(\frac{d \cdot \text{vel} \cdot \rho_{\text{ar}}}{\mu_{\text{ar}}} \right)^{0,466} \quad \text{para } 40 < \text{Re} < 4.000 \quad (\text{G.40})$$

$$\text{Nu} = \frac{h_{\text{conv}} \cdot d}{k_{\text{ar}}} = 0,174 \left(\frac{d \cdot \text{vel} \cdot \rho_{\text{ar}}}{\mu_{\text{ar}}} \right)^{0,618} \quad \text{para } 4.000 < \text{Re} < 40.000 \quad (\text{G.41})$$

μ_{ar} e ρ_{ar} são estimados pelas equações 3.7 e E.31 respectivamente.

A condutividade térmica do ar é estimada pela equação para o ar seco fornecidas por Dunkle e Ellul (1972).

$$k_a = \frac{2501 \times 10^{-3} T_{(K)}^{1,5}}{T_{(K)} + 205,7} \quad (\text{G.42})$$

Foram verificadas as medições do psicrômetro utilizado para medir a temperatura de bulbo úmido no experimento mostrado na figura 4.8. Em uma sala protegida da radiação solar, foram montados dentro de uma tubulação de PVC, com diâmetro de 150 mm e 5 m de comprimento, o psicrômetro utilizado e um psicrômetro padrão. Foram registradas as temperaturas de bulbo úmido de ambos os psicrômetros para uma velocidade média de 1,2 m/s dentro da tubulação. As diferenças entre as temperaturas do psicrômetro padrão e o utilizado foram calculadas. A diferença média entre a temperatura de bulbo úmido é de 0,4°C (2,0%). Esses dados estão mostrados na figura G.3.

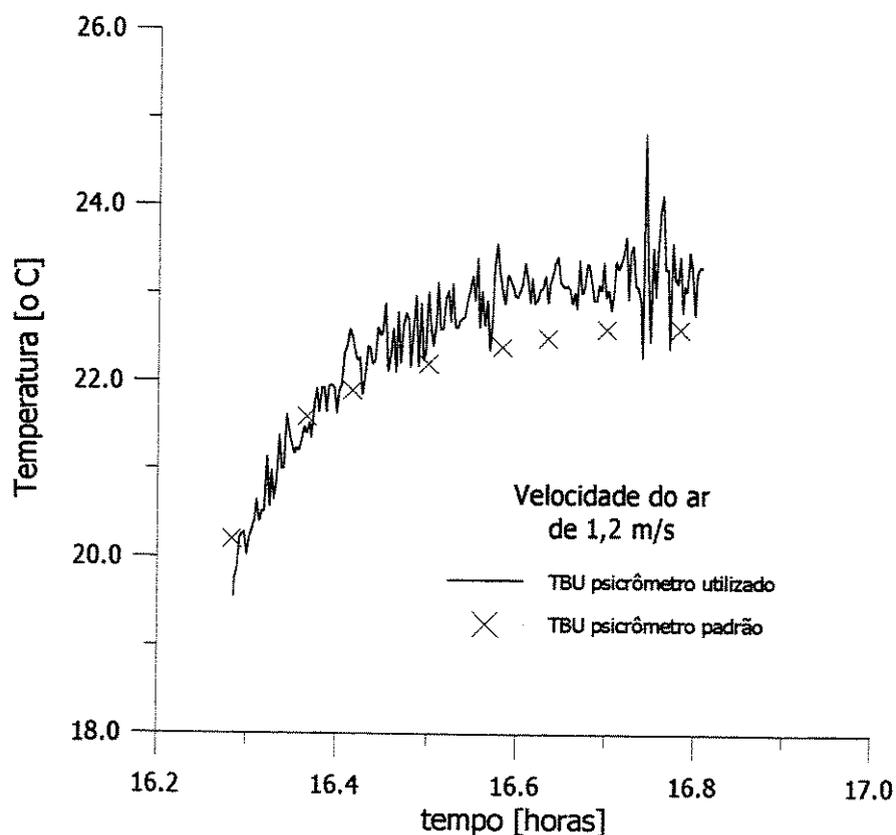


Figura G.3 - Temperatura de bulbo úmido do psicrômetro utilizado e de um psicrômetro padrão para velocidade média de 1,2 m/s dentro da tubulação.