

**JOSÉ EDUARDO CARVALHO MONTE**

**DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE DE UM SISTEMA DE  
CONTROLE PARA BOMBA DE CALOR UTILIZADA EM  
PROCESSOS AGRÍCOLAS**

**Tese apresentada à Universidade  
Federal de Viçosa, como parte das  
exigências do Programa de Pós-  
Graduação em Engenharia Agrícola,  
para obtenção do título de *Doctor  
Scientiae*.**

**VIÇOSA  
MINAS GERAIS - BRASIL  
2008**

**Ficha catalográfica preparada pela Seção de Catalogação e  
Classificação da Biblioteca Central da UFV**

T

M772d  
2008

Monte, José Eduardo Carvalho, 1961-  
Desenvolvimento e análise de um sistema de controle  
para bomba de calor utilizada em processos agrícolas /  
José Eduardo Carvalho Monte. – Viçosa, MG, 2008.  
xviii, 183f. : il. (algumas col.) ; 29cm.

Orientador: José Helvecio Martins.  
Tese (doutorado) - Universidade Federal de Viçosa.  
Referências bibliográficas: f. 180-183.

1. Equipamento agrícola. 2. Sistemas de controle  
inteligente. 3. Bomba de calor. 4. Circuitos eletrônicos.  
5. Equipamentos de secagem - Automação. 6. Motores  
elétricos - Avaliação técnica. 7. Grãos - Aeração.  
8. Grãos - Armazenamento. I. Universidade Federal de  
Viçosa. II. Título.

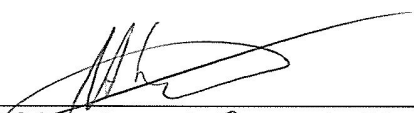
CDD 22.ed. 631.3

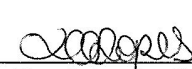
JOSÉ EDUARDO CARVALHO MONTE

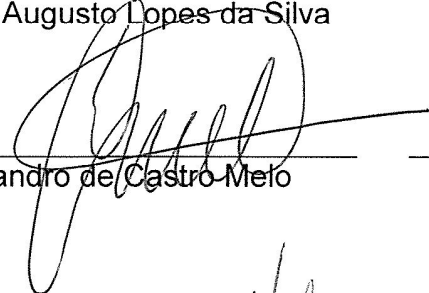
**DESENVOLVIMENTO E ANÁLISE DE UM SISTEMA DE  
CONTROLE PARA BOMBA DE CALOR UTILIZADA EM  
PROCESSOS AGRÍCOLAS**

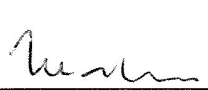
Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

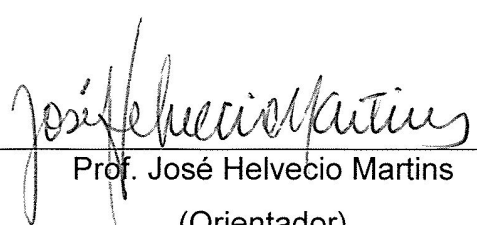
Aprovada em 16 de dezembro de 2008.

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Sávio Augusto Lopes da Silva

  
\_\_\_\_\_  
Dra. Daniela de Carvalho Lopes

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Evandro de Castro Melo

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Paulo Marcos de Barros Monteiro

  
\_\_\_\_\_  
Prof. José Helvecio Martins

(Orientador)

*“Eu creio em mim mesmo. Creio nos que trabalham comigo, creio nos meus amigos e creio na minha família. Creio que Deus me emprestará tudo que necessito para triunfar, contanto que eu me esforce para alcançar com meios lícitos e honestos. Creio nas orações e nunca fecharei meus olhos para dormir, sem pedir antes a devida orientação a fim de ser paciente com os outros e tolerante com os que não acreditam no que eu acredito. Creio que o triunfo é resultado de esforço inteligente, que não depende da sorte, da magia, de amigos, companheiros duvidosos ou de meu chefe. Creio que tirarei da vida exatamente o que nela colocar. Serei cauteloso quando tratar os outros, como quero que eles sejam comigo. Não caluniarei aqueles que não gosto. Não diminuirei meu trabalho por ver que os outros o fazem. Prestarei o melhor serviço de que sou capaz, porque jurei a mim mesmo triunfar na vida, e sei que o triunfo é sempre resultado do esforço consciente e eficaz. Finalmente, perdorei os que me ofendem, porque compreendo que às vezes ofendo os outros e necessito de perdão”.*

*Mahatma Gandhi*

Ao meu pai José Pio Monte, aconselhador dinâmico e presente, observador das coisas da vida e parceiro nos meus projetos...

À minha mãe Dodora, que não sai do meu coração e de meus pensamentos, nossa condutora, batalhadora e defensora...

À minha Irmã, Dra. Ana Luísa, minha eterna Aninha, austera, correta e emotiva, em defesa dos seus princípios e, por ser muito boa pessoa, sempre injustiçada por pessoas que invejam a sua personalidade o seu carisma e sua dedicação.

# AGRADECIMENTOS

A Deus, presente.

Aos meus pais Maria Auxiliadora de Carvalho Monte (*in memoriam*) e José Pio Monte e, a minha Irmã, Dra. Ana Luísa N. de Carvalho Monte, sempre presentes e amigos.

Aos grandes amigos Paulo Raimundo Pinto, Cristiano Lúcio Rodrigues Cardoso e Pedro-Luis Almeida de Oliveira Costa, pelos momentos de intensos debates e crescimento.

Aos grandes amigos orientadores:

Professor José Helvecio Martins, por me receber de braços abertos, repassando-me, sem restrições, todo o seu conhecimento e demonstrando sua bondade e delicadeza, nas colocações, com refinado trato das palavras;

Professor Paulo Marcos de Barros Monteiro, pelas deliciosas horas de transmissão de sua imensa cultura, educação, gentileza, companheirismo e paciência, além da imensurável dedicação;

Professor Adílio Flauzino de Lacerda Filho, pela orientação dinâmica e eficiente nas mais precisas particularidades e nos mais diretos objetivos, pela sua alegria de querer ver “as coisas funcionando e produzindo”, que satisfação;

Aos senhores, minha eterna gratidão.

Ao insuperável mestre e colaborador cotidiano José Américo Trivelato Messias, pela eterna pré-disposição para fazer sempre melhor, pelo incentivo e principalmente pela necessária visão crítica de um grande analista.

Ao irmão para toda hora, Rafael Pinheiro Amantéa, pelos momentos de construção, desenvolvimentos bons debates e crescimento.

À Universidade Federal de Viçosa, por intermédio do Departamento de Engenharia Agrícola, pela mais esta acolhida.

Aos meus amigos Doutores Daniela de Carvalho Lopes e Antônio José Steidle Neto, o casal mais sintonizado que conheço, pelo apoio, companheirismo, auxílio, dedicação, paciência e demonstrar a maior disponibilidade a qualquer hora.

Ao Professor “Don” Evandro de Castro Melo, pela colaboração, ensinamento, companheirismo, liberdade e postura.

Aos queridos amigos Roberta Jimenez Rigueira e Marcus Volk pela parceria e amizade fundamentais.

Às queridas Dra. Joseane Erbice e Mestra Juliana L. Paes, pela garra, pelo carinho, amizade e paciência... Impagáveis.

Aos meus amigos e colegas da Pós-Graduação na UFV, Doutores Marcos Caldeira, Carlos Alberto Teixeira e Reginaldo Santos pela inspiração e amizade.

A esse grande amigo, Professor mestre ator Antonio Carlos Vieira, companheiro, pelas ponderações e consciência.

Ao dinâmico amigo Douglas Romeu, que Deus ilumine sempre a você e sua nova família.

Aos queridos Geraldinho e Carlos Pintinho, César Augusto (CEFET-Ouro Preto) mestres do ofício, amigos e colaboradores extremamente dinâmicos.

Aos caríssimos Gonelli e Rony, essa amizade de vocês é exemplar.

Aos demais funcionários do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, nas pessoas da Sra. Edna e do Sr. Joel Gomide, pelas imensas colaborações.

A todos que sorriram com nossas vitórias, entristeceram-se a meu lado, quando ainda não me sorriram e, com isso, colaboraram, e muito, com este trabalho.

## BIOGRAFIA

JOSÉ EDUARDO CARVALHO MONTE, filho de Maria Auxiliadora de Carvalho Monte e José Pio Monte, nasceu em Ouro Preto, Estado de Minas Gerais, em 27 de agosto de 1961.

Em 1976, iniciou o Curso de Técnico Metalúrgico na Escola Técnica Federal de Ouro Preto, graduando-se em 1979.

Em 1980, iniciou suas atividades profissionais atuando na área de fabricação de produtos de Ferro Ligas para a indústria siderúrgica.

Em 1981, iniciou o Curso de Engenharia Elétrica no Instituto Nacional de Telecomunicações, em Santa Rita do Sapucaí, Estado de Minas Gerais, graduando-se em dezembro de 1986.

Em julho de 1987, iniciou a carreira de Docência no Curso de Informática Industrial da Escola Técnica Federal de Ouro Preto, como professor contratado, sendo efetivado como professor concursado em dezembro de 1988, ministrando aulas de Eletrônica Digital e Analógica, Microcontroladores, Controle de Processos, Teleprocessamento, Periféricos de Computadores, Eletrotécnica, até então, no Curso de Instrumentação Eletrônica e Controle de Processo, do atual Centro Federal de Educação Tecnológica de Ouro Preto.

Em maio de 1994 concluiu o curso de Especialização em Informática Industrial e Automação, na Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, em Belo Horizonte.

Em março de 2004, iniciou o Curso de Mestrado em Engenharia Agrícola na UFV, na área de Energia, do Departamento de Engenharia Agrícola, defendendo tese em março de 2006.

Em maio de 2006, iniciou o Curso de Doutorado em Engenharia Agrícola na UFV, na área de Energia, do Departamento de Engenharia Agrícola, defendendo tese em dezembro de 2008.

## ÍNDICE

<b>Lista de Figuras</b> .....	xiv
<b>Lista de Tabelas</b> .....	xxi
<b>Resumo</b> .....	xxiv
<b>Abstract</b> .....	xxvii

## CAPÍTULO 1

<b>Introdução Geral</b> .....	1
-------------------------------	---

## CAPÍTULO 2

<b>Objetivos Gerais e Específicos</b> .....	9
---	---

## CAPÍTULO 3

<b>Revisão Bibliográfica</b> .....	10
<b>3.1. SISTEMAS DE CONTROLE DE PROCESSOS</b> .....	10
3.1.1. Estratégias de Controle .....	15
3.1.2. Descrição dos Sistemas de Controle .....	16
3.1.2.1. Controlador Liga-Desliga .....	16
3.1.2.2. Controlador Proporcional .....	17
3.1.2.3. Controlador Proporcional e Integral .....	20
3.1.2.4. Controlador Proporcional, Integral e Derivativo .....	23
3.1.2.5. Controle Adaptativo .....	28
<b>3.2. COMPRESSÃO DE VAPOR</b> .....	28
3.2.1. Ciclo de Carnot .....	28
3.2.2. Princípio de funcionamento de uma máquina que opera pelo ciclo de compressão de vapor .....	30

3.2.2.1. Partes integrantes e desempenho de uma bomba de Calor .....	32
a. Compressor (Motor-compressor) .....	32
b. Condensador .....	35
b.1. Condensadores para aquecimento de Ar .....	36
b.2. Condensadores para aquecimento de Água .....	36
c. Evaporador .....	38
c.1. Evaporadores a ar .....	40
d. Válvula de Expansão .....	42
e. Análise de eficiência de uma máquina térmica .....	44
e.1. Coeficiente de desempenho de uma máquina teórica .....	44
e.2. Coeficiente de desempenho de uma máquina térmica real .....	45
e.3. Coeficiente de desempenho prático .....	46
e.4. Coeficiente de desempenho global .....	47
e.5. Coeficiente de desempenho médio estacionário .....	48
3.2.2.2. Pressostatos .....	48
i. Controle .....	49
ii. Proteção .....	50
a. Tipos de pressostatos .....	51
a.1. Pressostato de baixa pressão modelo PS1A3A .....	51
a.2. Pressostato de alta pressão, modelos PS1A5A e PS1 R5A .....	51
a.3. Pressostato conjugado de alta e baixa pressão, modelo PS2M7A .....	52
3.2.2.3. Compressor tipo espiral ou “Scroll” .....	52
3.2.3. Ciclo teórico e ciclo real para compressão de vapor .....	54
3.2.3.1. Ciclo teórico e evolução real do fluido .....	54
a. Ciclo teórico .....	54
b. Evolução real .....	57
b.1. Perdas de carga e perdas térmicas .....	57
b.2. Evolução de um ciclo de uma máquina real .....	58
b.2.1. Compressão .....	59
b.2.2. Condensação .....	60

b.2.3. Expansão .....	60
b.2.4. Evaporação .....	61
3.2.4. Análises de operações nos diagramas teóricos e reais...	61
3.2.4.1. Etapa de compressão e aquecimento do fluido refrigerante .....	61
3.2.4.2. Etapa de condensação e fornecimento de calor para o ambiente.....	62
3.2.4.3. Etapa de expansão.....	63
3.2.4.4. Etapa de evaporação e absorção de calor do ambiente.....	63
3.3. Atividade de água e reações de deterioração. ....	65
3.3.1. Água .....	65
3.3.2. Pressão de vapor.....	66
3.3.3. Propriedades coligativas .....	66
3.3.4. Atividade de água (Aw).....	66
3.3.4.1. Atividade de água e a conservação dos alimentos. ....	66
3.3.4.2. Isotermas de adsorção de água .....	67
3.3.4.3. Atividade de Água e temperatura.....	69
3.3.4.4. A atividade de água e umidade relativa do ar ....	71
<b>3.4. AERAÇÃO E RESFRIAMENTO DE GRÃOS ARMAZENADOS .....</b>	<b>71</b>
<b>3.5. PSICROMETRIA.....</b>	<b>73</b>
3.5.1. Principais propriedades psicrométricas do ar.....	74
3.5.1.1. Temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo molhado .....	74
3.5.1.2. Pressão de vapor e pressão de saturação .....	75
3.5.1.3. Umidade específica, umidade absoluta e razão de mistura .....	77
3.5.1.4. Umidade relativa .....	79
3.5.1.5. Grau de saturação.....	79
3.5.1.6. Volume específico e massa específica do ar .....	80
3.5.1.7. Temperatura de ponto de orvalho.....	81
3.5.1.8. Entalpia .....	82
3.5.1.9. Tabelas e gráficos psicrométricos.....	83
3.5.1.10. Utilização do gráfico psicrométrico na representação da mistura de dois fluxos.....	85

<b>3.6. RAMIFICAÇÃO EM DUTOS PARA ADMISSÃO DE AR EM UM SISTEMA .....</b>	<b>87</b>
<b>3.7. SENSORES DE TEMPERATURA.....</b>	<b>88</b>
3.7.1. Descrição e funcionamento dos sensores de temperatura	88
3.7.1.1. Termopares .....	88
3.7.1.2. Bulbo de resistência ou termorresistores .....	93
3.7.1.3. Princípio de funcionamento de uma termorresistência do tipo Pt100 .....	94
3.7.1.4. Comparação entre termorresistores e termopares .....	96
3.7.2. Fiação.....	97
<b>3.8. SENSORES DE UMIDADE RELATIVA .....</b>	<b>97</b>
3.8.1. A escolha dos sensores de umidade relativa .....	97
3.8.2. Princípios de medição de umidade relativa .....	98
3.8.2.1. Princípio baseado na capacitância.....	98
3.8.2.2. Medição da umidade relativa em função da temperatura de bulbo seco e de bulbo molhado .....	98
3.8.2.3. Medição da umidade relativa em função da temperatura de ponto de orvalho de sal saturado ...	99
3.8.2.4. Medição da umidade relativa com sensores elétricos.....	99
3.8.2.5. Medição da umidade relativa com higrômetros Óticos de condensação.....	101
3.8.4. Aplicação dos sensores de umidade relativa .....	102

## **CAPÍTULO 4**

<b>Influência de um Inversor de Frequência na Operação de uma Máquina Desumidificadora de Ar .....</b>	<b>104</b>
<b>4.1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>104</b>
<b>4.2. OBJETIVOS .....</b>	<b>105</b>
<b>4.3. METODOLOGIA .....</b>	<b>105</b>
4.3.1. Bomba de calor experimental.....	107
4.3.1.1. Painel de controle original da bomba de calor utilizada.....	109
4.3.1.2. Sensores, medidores e silo.....	112
<b>4.4. RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>115</b>
4.4.1. Comparação dos valores de temperatura na saída da bomba de calor e no plenum do silo .....	124
4.4.2. Comparação dos valores de umidade relativa na saída da bomba de calor e no plenum do silo.....	127
4.4.3. Análise das taxas de aquecimento e desumidificação do Ar atmosférico.....	130
<b>4.5. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>137</b>
<b>4.6. CONCLUSÕES.....</b>	<b>141</b>

## **CAPÍTULO 5**

<b>Monitoramento de Temperatura e Umidade Relativa utilizando a Tecnologia 1-Wire™ em Silos de Armazenagem de Grãos Resfriados.....</b>	<b>143</b>
<b>5.1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>143</b>
<b>5.2. OBJETIVOS .....</b>	<b>144</b>
<b>5.3. METODOLOGIA .....</b>	<b>144</b>
<b>5.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>151</b>
<b>5.5. CONCLUSÕES .....</b>	<b>155</b>

## **CAPÍTULO 6**

<b>Misturador de Ar de Secagem para Correção da Umidade Relativa do Ar</b> .....	157
<b>6.1. INTRODUÇÃO</b> .....	157
<b>6.2. OBJETIVOS</b> .....	158
<b>6.3. METODOLOGIA</b> .....	159
6.3.1. Câmara de mistura de ar .....	159
6.3.2. Experimento piloto com o misturador de ar .....	163
6.3.3. Estratégia de controle da válvula de mistura .....	166
6.3.4. Programa computacional .....	167
<b>6.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	171
6.4.1. Bomba de calor da empresa Cool Seed Resfriamento Artificial.....	175
6.4.2. Sistema de mistura .....	175
<b>6.5. CONCLUSÕES</b> .....	176

## **CAPÍTULO 7**

<b>Considerações e Conclusões Finais</b> .....	177
--	-----

## **CAPÍTULO 8**

<b>Referências Bibliográficas</b> .....	180
---	-----

**LISTA DE FIGURAS**

---

<b>Figura</b>	<b>CAPÍTULO 3</b>	<b>Página</b>
3.1	- Sistema de controle em malha aberta.	12
3.2	- Sistema de controle em malha fechada.	13
3.3	- Sistema de controle digital.	13
3.4	- Gráfico de desempenho de um sistema de controle liga-desliga.	17
3.5	- Sinal de controle de um controlador proporcional.	17
3.6	- Diagrama de blocos de um sistema de controle convencional.	18
3.7	- Sinais de controle de um controlador proporcional de temperatura.	20
3.8	- Sinal de erro integral.	21
3.9	- Elemento integrador com reajuste automático.	22
3.10	- Situações de controle PI com sinais de saída idênticos.	23
3.11	- Efeito dos três elementos sobre o sinal de erro.	24
3.12	- Diagrama de blocos de um controlador PID.	26
3.13	- Controlador PID implementado com amplificadores operacionais.	26
3.14	- Sinais de um controlador PID.	28
3.15	- Fluxo de calor de uma fonte quente para uma fonte fria com realização de trabalho pelo sistema (máquina térmica).	29
3.16	- Fluxo de calor de uma fonte fria para uma fonte quente com fornecimento de trabalho pelo meio externo (refrigerador).	29
3.17	- Bomba de calor com os componentes do ciclo frigorífico.	31
3.18	- Ciclo de trabalho para o compressor.	34
3.19	- Condensador a ar (Indústria Brasileira de Evaporadores Ltda.).	36

---

---

<b>Figura</b>	<b>CAPÍTULO 3</b>	<b>Página</b>
3.20	- Condensador de água de tubo duplo com fluxos em contracorrente.	36
3.21	- Evaporador a ar para bomba de calor (Indústria Brasileira de Evaporadores Ltda.).	39
3.22	- Fluxo de ar através das placas do evaporador.	41
3.23	- Válvula de expansão: (a) válvula em vista explodida; (b) destaque, dos tubos capilares.	43
3.24	- Diagrama do Ciclo de Carnot.	44
3.25	- Ciclo de Carnot.	44
3.26	- Relé interno de um pressostato.	49
3.27	- Pressostato de baixa pressão.	51
3.28	- Pressostato conjugado de baixa e alta pressão.	52
3.29	- Compressores tipo espiral ou “Scroll”.	53
3.30	- Ciclo teórico: diagrama temperatura – entropia.	55
3.31	- Ciclo real: diagrama pressão - entalpia.	58
3.32	- Compressão do fluido – ciclo ideal.	61
3.33	- Compressão do fluido – ciclo real.	62
3.34	- Condensação do fluido – ciclo ideal.	62
3.35	- Condensação do fluido – ciclo real.	63
3.36	- Expansão do fluido: (a) diagrama T – S; (b) diagrama P – H.	63
3.37	- Mudança de fase do fluido.	64
3.38	- Absorção de calor pelo fluido.	64
3.39	- Molécula triatômica da água.	65
3.40	- Gráfico da isoterma de adsorção de água.	68
3.41	- Isotermas de adsorção em função da temperatura.	68
3.42	- Isotermas de adsorção e dessorção de água, mostrando a histerese.	70

---

---

<b>Figura</b>	<b>CAPÍTULO 3</b>	<b>Página</b>
3.43	- Isotermas de dessorção de água para diversas temperaturas.	70
3.44	- Exemplo de tabela psicrométrica.	84
3.45	- Gráfico psicrométrico à pressão atmosférica ao nível do mar.	85
3.46	- Gráfico psicrométrico representando a mistura de fluxos de ar.	86
3.47	- Ramificação de admissão.	87
3.48	- Termopares em diversos tipos de montagem.	89
3.49	- Termopar de MgO com ajuste de compressão e conector plug.	89
3.50	- Termopar de MgO com bucha fixa de cabeçote.	89
3.51	- Termopar de MgO com fio de extensão.	89
3.52	- Algumas apresentações de termopar: 1 - Em curva, 2 - Elemento simples, 3 - Elemento isolado, 4 - Elemento duplo isolado, 5 - Junção isolada, 6 - Solda em pontas retorcidas, 7 - Solda TIG.	89
3.53	- Juntas de um termopar.	90
3.54	- Variação da f.e.m. (E) em função da temperatura (T).	91
3.55	- Termopar conectado ao instrumento de medição.	92
3.56	- Aparência do componente termorresistivo.	93
3.57	- Termorresistor montado em uma bainha, semelhante à montagem de um termopar convencional.	94
3.58	- Faixas de medição úteis de vários sensores.	102

---

---

<b>Figura</b>	<b>CAPÍTULO 4</b>	<b>Página</b>
4.1	- Bomba de calor acoplada ao silo.	107
4.2	- Dispositivo U-METER <sup>®</sup> com sensores de umidade relativa e temperatura.	107
4.3	- Planta baixa da bomba de calor experimental.	108
4.4	- Trajetória do ar e as suas modificações ao passar pela bomba de calor.	108
4.5	- Disjuntor motor, ajustável de 25 A a 32 A.	109
4.6	- Disjuntor e relé de sobrecarga: (1) Contator CW07/10-1D - WEG e (2) relé de sobrecarga RW27-1D-WEG.	109
4.7	- Ventilador centrífugo tipo Sirocco.	110
4.8	- O motor que aciona esse ventilador.	111
4.9	- Ligação dos motores no interior do protótipo da bomba de calor.	111
4.10	- Painel de controle original.	112
4.11	- Controlador de temperatura de dois canais.	112
4.12	- Controlador de temperatura de um canal.	113
4.13	- Higrômetros digitais e o detalhe do sensor de umidade relativa.	113
4.14	- Manômetro para leitura de baixa pressão (até 830kPa).	114
4.15	- Manômetro para leitura de alta pressão (até 3.400kPa).	114
4.16	- Silo secador-armazenador.	114
4.17	- Vista de cima da bomba de calor destacando, com setas, os locais de medição.	116
4.18	- Comportamento da temperatura do ar ambiente e na saída da bomba de calor nos testes realizados no período vespertino.	118
4.19	- Comportamento da umidade relativa do ar ambiente e na saída da bomba de calor nos testes realizados no período vespertino.	119

---

Figura	CAPÍTULO 4	Página
4.20	- Comportamento da temperatura do ar ambiente e na saída da bomba de calor no teste realizado no período matutino.	121
4.21	- Comportamento da umidade relativa do ar ambiente e na saída da bomba de calor no teste realizado no período matutino.	122
4.22	- Fragmento do diagrama psicrométrico com 4 pontos da avaliação do teste realizado no período vespertino.	123
4.23	- Fragmento do diagrama psicrométrico com 4 pontos da avaliação do teste realizado no período matutino.	124
4.24	- Comparação entre temperaturas na saída da bomba de calor para os experimentos no período vespertino e matutino.	126
4.25	- Comparação entre temperaturas na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo para os experimentos vespertino e matutino.	127
4.26	- Comparação entre os valores de umidade relativa do ar na saída da bomba de calor para os experimentos vespertino e matutino.	129
4.27	- Comparação entre os valores de umidade relativa do ar na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo para os experimentos vespertino e matutino.	130
4.28	- Diferença entre a temperatura do ar na saída da bomba de calor e o ambiente para o teste realizado no período vespertino.	133
4.29	- Diferença entre a umidade relativa do ar na saída da bomba de calor e o ambiente para o teste realizado no período vespertino.	134
4.30	- Diferença entre a temperatura do ar na saída da bomba de calor e o ambiente para o teste realizado no período matutino.	136
4.31	- Diferença entre a umidade relativa do ar na saída da bomba de calor e o ambiente para o teste realizado no período matutino.	137
4.32	- Temperatura média e estimada pelo modelo (Eq. 4.11).	140
4.33	- Umidade relativa média e estimada pelo modelo (Eq. 4.14).	140

---

<b>Figura</b>	<b>CAPÍTULO 5</b>	<b>Página</b>
5.1	- Silo mostrando o posicionamento da instrumentação 1-Wire™.	148
5.2	- Distribuição da rede 1-Wire™ nos ramos principal e auxiliar.	148
5.3	- Encapsulamento do DS2409 e sua pinagem.	149
5.4	- Esquema do chaveamento da rede com DS2409.	149
5.5	- Variação de temperatura no processo de resfriamento do silo.	155

---

---

<b>Figura</b>	<b>CAPÍTULO 6</b>	<b>Página</b>
6.1	- Câmara de mistura de Ar.	159
6.2	- Válvula construída a partir de peças de PVC: a) Luva de Correr b) Cano perfurado com Tampão; c) Conjunto montado com válvula fechada; d) Conjunto montado com válvula aberta.	160
6.3	- Válvula em construção.	160
6.4	- Válvula de mistura completa.	161
6.5	- Câmara de mistura em corte com a válvula de mistura completa.	162
6.6	- Esquema de ligação para comando do motor de passo da válvula de mistura.	163
6.7	- Câmara de mistura construída em chapa de alumínio, com dutos de entrada e de saída.	163
6.8	- Câmara de mistura acoplada à ventoinha.	164
6.9	- Efeito da ventoinha da válvula de mistura.	164
6.10	- Interligação entre bomba de calor e silo de secagem-armazenagem, usando câmara de mistura.	167
6.11	- Variação da umidade relativa em função do percentual de abertura da válvula de controle de fluxo de ar durante o teste de mistura.	172
6.12	- Variação da temperatura em função do percentual de abertura da válvula de controle de fluxo de ar durante o teste de mistura.	172
6.13	- Gráfico da resposta da mistura obtido por meio do programa GRAPIS_DRAW 4.0 <sup>®</sup> .	173

---

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela</b>	<b>CAPÍTULO 4</b>	<b>Página</b>
4.1	- Valores experimentais de temperatura e umidade relativa, observados no dia 11/08/2008, no período vespertino	117
4.2	- Valores experimentais de temperatura e umidade relativa, observados no dia 13/08/2008, no período matutino	120
4.3	- Valores das grandezas psicrométricas no estágio inicial e final para o teste realizado no período vespertino	123
4.4	- Valores das grandezas psicrométricas nos estágio inicial e final para o teste realizado no período matutino	124
4.5	- Temperatura do ar na saída da bomba de calor e na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo	125
4.6	- Umidade relativa do ar na saída da bomba de calor e na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo	128
4.7	- Temperatura do ar na saída da bomba de calor, valores estimados e erros, absoluto e relativo, para o teste vespertino de 11/08/2008	132
4.8	- Umidade relativa na saída da bomba de calor, valores estimados e erros, absoluto e relativo, para o teste vespertino de 11/08/2008	133
4.9	- Temperatura do ar na saída da bomba de calor, valores estimados e erros, absoluto e relativo, para o teste matutino de 13/08/2008	135
4.10	- Umidade relativa na saída da bomba de calor, valores estimados e erros, absoluto e relativo, para o teste matutino de 13/08/2008	136
4.11	- Temperatura e umidade relativa média na saída da bomba de calor, valores estimados e erros, absoluto e relativo, para o teste matutino de 13/08/2008	138
4.12	- Valores estimados de umidade relativa e temperatura	139

---

<b>Tabela</b>	<b>CAPÍTULO 5</b>	<b>Página</b>
5.1	- Dados coletados pelo programa SILOS <sup>®</sup> e processados em planilha eletrônica	146
5.2	- Dados coletados pelo programa SILOS <sup>®</sup> no dia 9/10/2008, entre 14h15min e 14he55min	152
5.3	- Processo de resfriamento do silo	154

---

---

<b>Tabela</b>	<b>CAPÍTULO 6</b>	<b>Página</b>
6.1	- Valores médios de vazão para o conjunto válvula de mistura – ventilador	165
6.2	- Valores de umidade relativa de acordo com a frequência ajustada pelas entradas de controle no painel do inversor	169
6.3	- Valores de temperatura de acordo com a frequência ajustada pelas entradas de controle no painel do inversor	170
6.4	- Comportamento da temperatura e da umidade relativa no processo de mistura	171
6.5	- Propriedades psicrométricas do ar no processo de mistura	174
6.6	- Comparação entre os valores teóricos e os valores medidos	175

---

## RESUMO

MONTE, José Eduardo Carvalho, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, dezembro de 2008. **Desenvolvimento e Análise de um Sistema de Controle para Bomba de Calor Utilizada em Processos Agrícolas.** Orientador: José Helvecio Martins. Co-orientadores: Adílio Flauzino de Lacerda Filho e Paulo Marcos de Barros Monteiro.

O tratamento do ar utilizado em processos agrícolas é uma das atividades essenciais para preservar a qualidade dos produtos ou catalisar os processos para que as atividades de processamento se desenvolvam de forma eficiente. A utilização da circulação do ar como ferramenta de arrasto e transporte de umidade do produto ou do ar que, entremeado em determinada massa de produtos, promove a secagem, a aeração ou resfriamento desse produto. Um dos processos de tratamento desse ar é sua secagem, por meio de aquecimento. Um dos métodos empregados para promover o aquecimento do ar utiliza uma máquina, conhecida como bomba de calor. A aplicação da bomba de calor tem sido, na sua grande maioria, utilizada em regime único de operação de compressão. O controle da taxa de compressão é um dos focos desse trabalho, onde as avaliações dos resultados do funcionamento da bomba de calor, em diversas taxas de compressão, forneceram ar com diferentes valores de umidade relativa e de temperatura. A bomba de calor, utilizada no experimento de beneficiamento de café descascado e desmucilado foi fabricada pela *Cool Seed Resfriamento Artificial*, sob a orientação do Professor Adílio Flauzino Lacerda Filho. Nesse equipamento um ventilador em regime único é responsável para insuflar o ar nos equipamentos agrícolas. Nesse equipamento, um ventilador em regime único de operação é responsável para insuflar o ar nos equipamentos agrícolas. Um inversor de frequência, modelo CFW-08 fabricado pela *WEG Automação Ltda.*, foi utilizado para controlar o compressor da bomba, usando sua função *multispeed*, com a qual foi possível determinar oito regimes diferentes de operação para o compressor fornecendo ar na saída com características psicrométricas diferentes. Os valores de frequência ajustada, umidade relativa e temperatura do ar na saída da bomba de calor foram coletados, analisados e equacionados. A partir

dessas informações e da análise do funcionamento do inversor, foi desenvolvida uma interface para operação manual ou automática, deixando o painel do inversor isolado, garantindo segurança para o operador. A automatização dos controles utilizou chaves ACIONAAC® e ACIONAACDC®, com relés, tendo como base chaves digitais DS2406 fabricadas pela *Dallas Semiconductor* usando a tecnologia 1-Wire™ e uma rotina computacional de acionamento dessas chaves desenvolvida em DELPHI. Os sensores usados para medição de umidade relativa e temperatura ambiente utilizam o dispositivo UMETER®, tendo como base o sensor de umidade relativa HIH-4000 produzido pela *Honeywell* e o conversor AD DS2438 fabricado pela *Dallas Semiconductor* utilizando a tecnologia 1-Wire™. Outra máquina frigorífica foi utilizada para o resfriamento de produtos agrícolas. Essa máquina é um modelo de linha da empresa *Cool Seed Resfriamento Artificial*, na qual somente seu ventilador tem a sua velocidade controlada por um inversor de frequência, modelo CFW-09 produzido pela empresa *WEG Equipamentos Elétricos S.A.* Foi realizado o resfriamento de frutos de café previamente secados e armazenados em um silo de 12m<sup>3</sup> de volume interno. A massa de frutos de café foi resfriada até atingir uma temperatura em torno de 10°C na parte inferior do silo e 12°C no topo do silo. Essa máquina frigorífica não sofreu alterações. Porém, o ar fornecido pelas máquinas, que modificam as suas características psicrométricas, pode não apresentar as características desejadas para o processamento de determinados produtos. Sendo assim, é necessário fazer correções ou de umidade relativa, ou de temperatura, do ar a ser empregado. Uma caixa de mistura com uma válvula de mistura foi desenvolvida para realizar o ajuste da grandeza desejada. A correção é realizada pela abertura dessa válvula, usando um motor de passo acionado por um microcontrolador acionado por chaves ACIONAACDC®, promovendo a mistura do ar atmosférico (sem tratamento) com o ar já processado. Pequenas correções são possíveis devido à pequena vazão que essa válvula proporciona. Sua abertura é controlada por uma rotina computacional desenvolvida em DELPHI para monitorar os valores da umidade relativa do ar na saída da caixa de mistura e acionar as chaves. A integração dessa caixa de

mistura com uma fonte de ar processado foi experimentada e apresentou na saída alteração em até 10% no valor da umidade relativa do ar na entrada. A caixa de mistura, os sensores e as chaves utilizadas foram desenvolvidos experimentalmente exclusivamente para serem utilizados nesse trabalho.

## ABSTRACT

MONTE, José Eduardo Carvalho, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, December of 2008. **Development and Analysis of a Control System for Heat Pump used in Agricultural Processes.** Adviser: José Helvecio Martins. Co-Advisers: Adílio Flauzino de Lacerda Filho and Paulo Marcos de Barros Monteiro.

The treatment of the air used in agricultural processes is one of the essential activities to preserve the product quality or to catalyze the processes so that the processing activities are efficiently developed. The use of the air circulation as a tool for dragging and transporting moisture from the product or humidity from the air inside the void spaces in determined mass of products, promotes its drying, aeration or cooling. One of the processes used is to heat the air by using a machine called heat pump. The heat pump application has been, in general, used in single regimen of compression operation. The control of the compression rates is one of the objectives of this work, for which the evaluation of the heat pump operation for several compression rates resulted demonstrated the possibility of obtaining airflow with different relative humidity and temperature. The heat pump used in the experiment of coffee drying processing was manufactured by the company *Cool Seed Resfriamento Artificial*, under Dr. Adílio Flauzino de Lacerda Filho supervision. In this equipment a fan under single operation regimen is responsible to blow the air through the agricultural equipment. A frequency inverter, model CFW-08 manufactured by *WEG Equipamentos Elétricos Ltda.* was used to control the compressor of the heat pump by using its *multispeed* function, turning it possible to obtain eight different modes of operation for the compressor, supplying air at the pump outlet with different psychrometric characteristics. The values of adjusted frequency, relative humidity and temperature of the air at the heat pump outlet had been collected, analyzed and equated. Based on this information and analysis of the inverter operation, an interface for manual or automatic operation was developed, leaving isolated the inverter panel in order to guarantee the safety for the operator. The automation of the controls was developed using the digital switches called ACIONAAC® and ACIONAACDC®, with relays, based on the digital switch DS2406 manufactured by *Dallas Semiconductor* using the 1-Wire™ technology, and a computational routine

written in DELPHI to activate these switches. The air relative humidity and ambient temperature were measured using a device called UMETER®, constructed with HIH-4000 humidity sensor, manufactured by the company *Honeywell*, and a DS2438 AD converter, manufactured by the company *Dallas Semiconductor* using 1-Wire™ the technology. Another refrigerating machine was used for cooling of agricultural products. This new machine is a commercial model of the company *Cool Seed Resfriamento Artificial*. In machine only the fan speed is controlled speed by a frequency inverter, model CFW-09, manufactured by *WEG Equipamentos Elétricos S.A*. It was realized the cooling of previously dried and stored coffee fruits in a silo with 12 m<sup>3</sup> of internal volume. The bulk of coffee was cooled until reach a temperature of, approximately, 10°C at the bottom and 12°C at the top of the bin. This refrigerating machine had no modifications. However, the airflow supplied by the machines that modify its psychrometric characteristics, may not present the desired characteristics for processing of certain products. Therefore it may be necessary to make corrections of the relative humidity or temperature of the airflow to be used. A mixture chamber with a mixture valve was developed to carry out the adjustment of the desired parameters. The correction is made by opening this valve, using an step motor controlled by a microcontroller driven by an ACIONAACDC® switch, realizing the mixture of atmospheric air (without treatment) with the already treated air. Small corrections are possible due to small outflow that this valve provides. The opening of the valve is controlled by a computational routine developed in DELPHI to monitor the values of the air relative humidity at the outlet of the mixture chamber and to activate the switches. The integration of this mixture chamber with a processed air source was tested and presented a change in the value of the relative humidity at the outlet up to 10% as compared with that at the inlet. The mixture chamber, some sensors and switches were developed experimentally exclusively to be used in this work.

# CAPÍTULO 1

---

## Introdução Geral

A produção de grãos vem crescendo sempre no Brasil e no mundo. No Brasil, foi registrado na safra de 2007, aproximadamente, 133 milhões de toneladas de grãos, 13,7% maior do que na safra do ano de 2006 (CONAB, 2007). Desse total, destacam-se 58,2 milhões de toneladas de soja, 53,4 milhões de toneladas de milho, 11,9 milhões de toneladas de arroz e 3,81 milhões de toneladas de trigo. Para a safra de café de 2008, foram estimados 44,2 milhões de sacas de 60 kg, ou seja, 2,65 milhões de toneladas de café beneficiado.

Um problema que ainda persiste sem uma solução definitiva são as perdas de qualidade e de quantidade dos produtos agrícolas desde o instante da colheita até o momento de seu consumo. Neste intervalo, podem ocorrer perdas devido a manuseios inadequados, ocorrer perdas e quebras durante o processamento pós-colheita, devidas, também, às grandes quantidades de produtos processados e, uma vez que o processamento pós-colheita ficou comprometido, ocorrer perdas durante o período em que estiverem armazenados. Essas perdas são da ordem de 8 a 10% desde a colheita até o instante do consumo (CONAB, 2008).

Dentre conseqüências das perdas de quantidade ou de qualidade, pode-se destacar a perda de peso devida aos danos causados por ataque de insetos, o que é considerada perda física ou quebra. Os grãos podem sofrer perdas das qualidades intrínsecas essenciais do produto. Elas são alteradas, principalmente, pela ação de fungos, os quais causam fermentações, modificações organolépticas e redução do valor nutritivo dos grãos (DEVILLA et al., 1999). As contaminações por matérias estranhas e outros danos que afetam a qualidade da matéria-prima para a agroindústria estão incluídas dentre as perdas de qualidade.

O ataque de insetos afeta a qualidade do produto, favorecendo as infestações de fungos, devido às perfurações no envoltório externo ou na casca dos grãos, permitindo, assim, a penetração desses microorganismos, produzindo grãos ardidos e mofados, com redução em mais de 50% do seu peso.

A secagem é um processo pós-colheita que tem por finalidade retirar parte da água contida nos produtos agrícolas, e com isso facilitar a sua preservação. É definida como um processo simultâneo de transferência de calor e massa entre o produto e o ar de secagem (SILVA, 2000). Por meio desse processo, a água é retirada do produto e transportada pelo ar que passa através da massa porosa de grãos.

O teor de água do produto deve ser reduzido. O limite para a redução é estabelecido pelas suas propriedades higroscópicas do próprio produto. Será definido como sendo o valor para o qual o produto para de perder água para o ar do ambiente em que se encontra e esse ar não consegue reumedecer o produto. A partir desse instante, ocorreu o equilíbrio higroscópico entre ele e o ar do ambiente de armazenagem. Essa teor de água de equilíbrio deve ser mantido abaixo dos 65%, o que reduz, significativamente, a proliferação de fungos. Além disso, garante-se a preservação da qualidade nutricional, a aparência e a possibilidades de utilização do grão como semente (MELO, 2007).

Temperaturas abaixo dos 25°C, dentro do ambiente de armazenagem, garantem, praticamente, a não proliferação de insetos e ácaros (SILVA, 2000).

O processo de secagem pode ser um fator significativo para o aumento da produção, uma vez que permite antecipar a colheita, diminuir as perdas no campo, armazenar o produto por muito mais tempo e eliminar o aparecimento de microorganismos e insetos possibilitando, assim, aumentar o número de colheitas anuais. Esses aspectos garantem maior quantidade de produto disponibilizado para a comercialização.

Um dos fatores predominantes nos processos agrícolas é o consumo de energia. Cada etapa do processamento de produtos agrícolas pós-colheita consome energia. Pelo acúmulo de procedimentos, totaliza-se um aumento do consumo de energia. A busca da redução do

consumo de energia já possibilitou a utilização de fontes diversas de energia para viabilizar os processos.

O sol é uma das fontes de energia mais utilizada em diversos tipos de processamento de produtos agrícolas (SILVA, 2000).

A busca por novos dispositivos, visando à desumidificação do ar para aplicações em diversos tipos de processamento de produtos agrícolas, a custos cada vez menores, inclui a procura por opções cada vez menos dispendiosas e mais viáveis, principalmente no que se refere ao uso racional de recursos energéticos.

A utilização de bomba de calor tem sido pesquisada para aplicações envolvendo sistema de condicionamento de ar para secagem de produtos agrícolas, uma vez que permite tanto o resfriamento quanto o aquecimento do ar a ser utilizado, sem modificações significativas na estrutura do equipamento. Em muitos casos, isto significa um custo inicial menor, pois, ao invés de dois equipamentos, um para aquecer o ar e outro para resfriá-lo, tem-se apenas um (PITA, 2002).

A utilização de bomba de calor é uma atividade não poluente ao meio ambiente que emprega fluidos refrigerantes halogenados, recomendados pelo Protocolo de Montreal. Esse processo não destrói a camada de ozônio, que é o filtro natural para os raios ultravioletas do sol, danosos à saúde humana.

Diversas pesquisas foram feitas, nas condições climáticas do Brasil. Por exemplo, Barcellos (1986) estudou, experimentalmente, uma bomba de calor ar-ar e verificou a sua possibilidade para aplicação em secagem de grãos, destacando a sua maior viabilidade, quando comparado com secadores à lenha e elétricos.

Uma bomba de calor apresenta um coeficiente de desempenho ( $\beta$ ), definido como sendo a razão entre o fluxo de calor cedido e o consumido (SONNTAG et al., 2003). Esse coeficiente é sempre maior que 1 e, em certos casos, acima de 4, quando se utiliza o ar ambiente como fonte de calor (STULGYS, 1980).

O coeficiente de desempenho de um secador acoplado a uma bomba de calor é função direta do fluido refrigerante usado, da

configuração do secador e das condições de secagem (GABAS et al., 2004).

O custo operacional de um sistema de bomba de calor é o custo da energia elétrica necessária para movimentar o compressor. Uma grande vantagem desse sistema é que há mais energia disponível para o aquecimento do que o trabalho requerido para operá-lo (LARRINAGA et al., 1993).

A constância no consumo de energia necessária para uma bomba de calor experimental foi comprovada por Prasertsan e Sean-Saby (1998), durante o processo de secagem de banana e madeira serrada. Esses autores também registraram menores consumos de energia elétrica, quando comparado com um secador usando resistências elétricas.

De acordo com Pereira et al. (2004) e Kohayakawa (2004), o uso de bomba de calor para desumidificar o ar para secagem de pedaços de manga, de madeira, de alimentos, de papel e na indústria farmacêutica mostrou-se eficiente para processos de secagem. O consumo de energia no compressor da bomba é compensado pela economia no consumo de combustível ou de energia elétrica, utilizados em outros processos de secagem. O bom desempenho da bomba de calor para desumidificar o ar depende do mecanismo e do projeto do equipamento.

Gabas et al. (2004), para secagem de maçãs, verificaram a eficiência do sistema que utilizava bomba de calor em relação à taxa de conversão de energia elétrica em térmica, obtendo um coeficiente efetivo de desempenho da bomba de calor ( $\beta_{EF}$ ) aproximadamente igual a 2,5 (dois e meio), economizando cerca de 40% de energia, comparando com sistema que usava resistências elétricas.

Para melhorar a eficiência de sistemas de secagem usando bomba de calor, as condições de operação podem ser otimizadas, seja pelo controle do funcionamento da bomba de calor, seja pela modificação do regime de operação de seu exaustor-ventilador, seja pela reciclagem do ar de exaustão já aquecido. O controle da temperatura e da umidade relativa do ar de secagem possibilita a obtenção de maior eficiência do sistema de secagem.

Técnicas de mistura de fluxos de ar externo ao circuito da bomba de calor permitem controlar a temperatura e umidade relativa do ar visando obter máxima eficiência de secagem. Quando a bomba de calor está operando em processo de aquecimento do ar, o reaproveitamento do ar de exaustão tem contribuído para minimizar os gastos com energia necessária para aquecimento. Em secadores com sistema de aquecimento do ar, a reciclagem do ar de exaustão, por meio da mistura com o ar que entra no sistema, pode trazer maior economia de energia. O controle dessa mistura permite obter maior rendimento para o sistema, além de aumentar as possibilidades de implementação de diversas estratégias de controle.

Quando a bomba de calor opera em processo de resfriamento do ar, a mistura pode ser feita com o ar atmosférico, visando estabilizar a temperatura do ar de secagem em um patamar pouco superior ao fornecido pela bomba de calor ou, ainda, interferir no valor da umidade relativa do ar que está sendo fornecido pela bomba de calor.

Esse processo de mistura do ar, com o reaproveitamento do ar de exaustão ou pela adição de ar atmosférico, se caracteriza em misturas de ar com diferentes valores de umidade relativa e de temperatura, que permite obter um fluxo de ar com temperatura e umidade relativa adequadas para a secagem. A utilização de um fluxo de ar de secagem sob condições otimizadas garante a obtenção de um produto beneficiado com qualidade preservada.

A temperatura do ar empregado em processamento de produtos agrícolas deve obedecer a valores máximos, que dependem do produto, para que não prejudique a sua qualidade final.

Um dos produtos mais influenciados pelos processos de beneficiamento pós-colheita, quanto à qualidade, é o café. Quanto melhor a qualidade do café, depois de beneficiado, melhor seu preço de mercado. Uma técnica de beneficiamento, que é empregada na busca da melhor qualidade do café, trata-se da secagem do produto a baixas temperaturas (temperaturas inferiores a 60°C). O processo de aquecimento do ar por meio de bomba de calor possibilita operação com ar seco e aquecido nessa faixa de temperatura (baixa temperatura).

Sampaio e Machado (2002) destacam que o café tolera temperatura do ar de secagem com valores próximos a 40°C durante um ou dois dias; 50°C durante poucas horas e, quando em torno de 60°C, por tempo inferior a uma hora para que o produto não seja danificado.

Qualquer que seja o método de secagem utilizado, devem ser ressaltados os seguintes aspectos para se obter êxito no processo pós-colheita do café (SAMPAIO e MACHADO, 2002):

- (i) Evitar fermentação indesejável durante o processo.
- (ii) Evitar temperaturas excessivamente elevadas.
- (iii) Secar os grãos no menor tempo possível até um teor de água igual a 18% b.u.
- (iv) Procurar obter um produto que apresente uniformidade em coloração, tamanho e massa específica.

As formas de controlar a temperatura e a umidade relativa do ar foram estudadas, para se adequar às necessidades de aplicação e serem usadas de forma confiável no processo de secagem.

O aproveitamento do ar refrigerado e seco, considerado como um subproduto da bomba de calor, para resfriar um produto armazenado, garante a manutenção de suas características físicas, diminui consideravelmente a possibilidade do aparecimento de insetos e microorganismos. Além disso, uma vez que a massa armazenada estiver resfriada, permanece assim por longo tempo, devido à baixa condutividade térmica de produtos agrícolas.

Conforme exposto neste trabalho, foi estudado um sistema de redução de umidade relativa do ar utilizado no processo de secagem que utiliza a máquina “Bomba de Calor”.

O desempenho do sistema utilizando bomba de calor foi garantido pela manutenção dos valores de temperatura e umidade relativa do ar intergranular durante a armazenagem, de acordo com as condições desejadas. Para garantir os parâmetros pré-estabelecidos para o processo, foram analisadas e utilizadas estratégias de controle para dinamizar as leituras das grandezas e promover os acionamentos dos dispositivos necessários.

O uso de um equipamento do tipo compressor de vapor (bomba de calor) associado a um ventilador atuou perfeitamente para retirar umidade do ar, com taxas de retirada de até 60% da umidade relativa do ar, operando na frequência nominal de 60 Hz. Usando um inversor de frequência de 2 cv para controlar a velocidade do compressor da bomba de calor, com frequência variando entre 30 e 40 Hz, pôde-se variar a taxa de redução da umidade relativa do ar que entrava no processo, estabelecendo valores adequados (entre 30% e 40%) para o processo de secagem. Com regime de operação nessa faixa, a temperatura do ar foi aumentada de 7°C a 10°C.

Para o processo de resfriamento foi utilizada uma máquina frigorífica, produzida pela empresa Cool Seed Resfriamento Artificial, baseada em compressão de vapor, com ventilador controlado por inversor de frequência. Essa máquina possibilitou o resfriamento da massa de grãos de café em um silo de, aproximadamente, 12.000 litros de volume interno (aproximadamente 12 toneladas de café seco, descascado e desmucilado), promovendo a homogeneização da temperatura em toda a massa de café em um valor próximo de 12°C.

Nesse projeto, a instrumentação foi desenvolvida com dispositivos digitais endereçáveis e sua programação, teve como base os protocolos da tecnologia 1-Wire™, desenvolvida pela Maxim Integrated Products - Dallas Semiconductor. Com essa tecnologia, a redução do número de cabos usados para comunicação do fluxo de informações entre o computador e os dispositivos conectados a ele, garantem maior confiabilidade durante a comunicação de dados e significativa redução de custos de implementação (MONTEIRO, 2002; PINTO, 2005; LOPES, 2006).

Para a operação na mesma rede de alimentação de equipamentos operados com inversor de frequência de maiores potências, o sistema constituído pelo computador associado à rede 1-Wire™, apresentou sérias interferências, que prejudicou o processo de aquisição de dados.

Para a análise da mistura de fluxos de ar foi desenvolvida uma câmara de mistura na qual era adicionado o ar não tratado (atmosférico ou natural) ao ar de processo (tratado), para possíveis correções. Essa adição controlada foi possibilitada por uma válvula de mistura, que retirava o ar do ambiente e

forçava sua entrada ao interior da caixa. A faixa de correção de umidade relativa foi estreita por não se dispor de um duto para mistura com maior abertura e vazão. Sendo assim, essa válvula foi considerada para ajuste fino do valor da umidade relativa.

## CAPÍTULO 2

---

### Objetivos Gerais e Específicos

Nesse projeto, visou-se o desenvolvimento e implementação de um sistema de controle automático, com base em um sistema de aquisição de dados em tempo real, utilizando-se dispositivos digitais endereçáveis da série 1-Wire™, para monitorar e controlar a operação de um sistema de aquecimento de ar para secagem utilizando bomba de calor.

Especificamente o trabalho teve as seguintes metas:

1. Desenvolver um sistema de controle para a bomba de calor com base em dispositivos digitais endereçáveis da série 1-Wire™.
2. Otimizar o desempenho da bomba de calor para a secagem de café, por meio do desenvolvimento e teste de um sistema de controle inteligente do equipamento para aquecimento de ar.
3. Desenvolver uma câmara para permitir a mistura de ar atmosférico com o ar tratado pela bomba de calor, para controlar a estabilidade de valores de umidade relativa.
4. Desenvolver um sistema para controlar a mistura de ar atmosférico com o ar tratado pela bomba de calor, para controlar a estabilidade de valores de umidade relativa do ar para ser usado em um processo.
5. Avaliar o desempenho de um sistema de aquisição de dados, baseado na tecnologia 1-Wire™, em um silo de armazenagem de café, durante o processo de resfriamento usando uma máquina de resfriamento.

## CAPÍTULO 3

---

### Revisão Bibliográfica

#### 3.1. SISTEMAS DE CONTROLE DE PROCESSOS

Um sistema se caracteriza pela associação de vários componentes com a intenção de realizar uma tarefa com exatidão. Os componentes podem ser elementos discretos de uma instalação ou elementos de um destes componentes. O sistema deve englobar somente aquilo que é de interesse para a análise que se pretende realizar. Um sistema pode ser considerado como uma caixa preta com uma ou mais entradas, uma ou mais saídas, e as relações entre suas entradas e suas saídas (BOLTON, 1995).

Todo sistema interage com o ambiente no qual está inserido. Portanto, é necessário limitar suas fronteiras, definindo, assim, o que é o sistema e o que é o entorno dele.

Devem-se caracterizar os sinais de interesse que atravessam essas fronteiras e ajudam a descrever e definir seu comportamento.

Em particular, um sistema é dito de controle quando sua saída é controlada para assumir um valor particular ou seguir uma determinada entrada (BOLTON, 1995).

O termo “sistema” é usado para caracterizar as interações específicas entre homem e máquina. Um controle manual é no caso de o homem intervir diretamente no processo. O controle é dito automático quando é feito sem intervenção humana. Atualmente, os sistemas de controle manuais quase que não existem mais. Esses controles foram, na sua maioria, substituídos por controles automáticos.

Um sistema de controle apresenta uma ou mais variáveis controladas ou dinâmicas. Essas variáveis são aquelas que se deseja manter constantes. Apresenta, ainda, uma ou mais variáveis de controle que são alteradas para

controlar o processo e ainda as perturbações ou distúrbios, que tendem a alterar as variáveis controladas.

A função principal de um sistema de controle é regular o valor da variável controlada, quando modificada por perturbações ou alterações de parâmetros, por meio de um dispositivo controlador, devido à estratégia de controle adotada (OGATA, 1995).

A teoria de controle convencional ou controle clássico é aplicável, em geral, a sistemas mono-variável, lineares e invariantes no tempo, normalmente denominados de SISO (Single Input, Single Output) e está centrada no domínio da frequência complexa (OGATA, 1995).

Um sistema de controle necessita de um perfeito desempenho. Isto exige que sejam satisfeitos de requisitos rigorosos, os quais, por sua vez, carecem de sistemas de engenharia complexos.

A grande ferramenta para se obter maior desempenho é a utilização de programas computacionais. Esses programas se tornam mais complexos à medida que os sistemas de controle se tornam sofisticados. Atualmente, essa complexidade não é um problema considerável, uma vez que as plataformas operacionais suportam, satisfatoriamente, suas execuções.

A teoria de controle moderno apresenta uma nova forma de analisar e projetar sistemas de controle complexos, baseada nos conceitos de estado e variáveis de estado e pode ser aplicada a sistemas com entradas e saídas múltiplas, lineares ou não, variantes ou não variantes no tempo. Além disto, está centrada, essencialmente, no domínio do tempo (BOLTON, 2005).

Entradas ou ajustes representam os comandos dados ao sistema. As perturbações são variáveis que causam alterações não esperadas ao sistema. As saídas são as variáveis que devem ser controladas pelo sistema. Posto isto, uma estratégia de controle visa garantir uma saída eficiente para controlar o sistema, mesmo que este sofra as intervenções das perturbações ou alterações nas entradas. Seu objetivo é fazer com que os sinais de saída acompanhem as alterações propostas pelos sinais de ajuste o mais rápido possível, garantindo o desempenho mais próximo da situação de operação perfeita.

Ao desenvolver a estratégia de controle deve-se levar em conta qual é o tipo de controle, baseada no tipo de malha de controle empregada.

Existem duas formas básicas de sistemas de controle: sistemas em malha aberta e sistemas em malha fechada ou com retro alimentação.

Um sistema de controle é dito em malha aberta quando a variável de saída não tem influência sobre a ação de controle. Pode ser observado na Figura 3.1 que a variável controlada,  $y$ , de saída não é medida nem realimentada para ser comparada com a entrada,  $r$ , ou referência. Neste caso, um sinal de entrada ou comando é aplicado ao controlador e o sinal de saída do controlador, pelo sinal  $u$ , atua no processo, colocando a variável controlada na condição desejada.

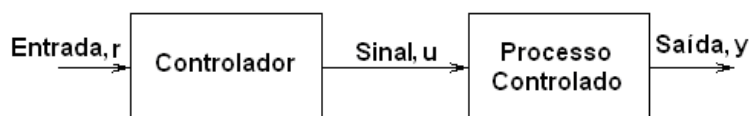


Figura 3.1 – Sistema de controle em malha aberta.

Nos sistemas de controle em malha aberta, como a saída não é comparada com a entrada de referência, a cada entrada de referência, corresponde uma condição de saída prefixada. A precisão do sistema depende exclusivamente de sua calibração. Na presença de distúrbios internos ou externos ao sistema, a precisão ficará comprometida, por não existir correção automática dos erros gerados nos sinais de controle (OGATA, 1995).

A despeito da precisão, devido ao baixo custo e à sua simplicidade, sistemas de controle em malha aberta são muito empregados nos casos de controle mais simples.

Um sistema de controle é dito em malha fechada quando o sinal de saída tem efeito direto sobre a ação de controle, por ser realimentado ao sistema, conforme apresentado na Figura 3.2. Neste caso, um sinal de erro,  $w_e$ , que é a diferença entre os sinais de entrada,  $w_r$ , e realimentado,  $w_f$ , é monitorado e aplicado ao controlador de modo a reduzir esse erro, levando o sinal de saída para o valor adequado para se obter a devida correção.

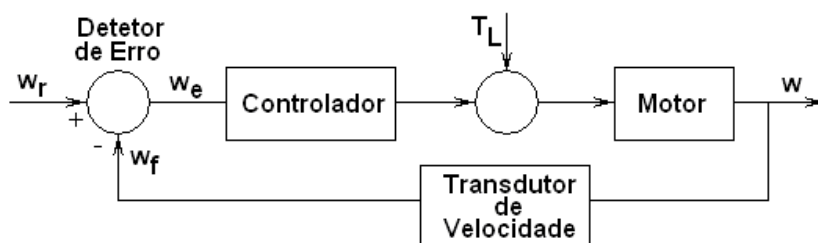


Figura 3.2 – Sistema de controle em malha fechada.

A principal vantagem dos sistemas de controle em malha fechada é que o uso da realimentação torna a resposta do sistema praticamente insensível a perturbações externas e variações internas de parâmetros do sistema, portanto, muito mais preciso. Por outro lado, são mais complexos, com custo mais elevado e de menor ganho.

Nos sistemas de controle moderno, a função do controlador ou compensador é exercida por um sistema microprocessado ou microcontrolado. A principal vantagem da utilização de um desses sistemas é que eles podem controlar várias malhas, simultaneamente. Quaisquer modificações necessárias nos ajustes do sistema de controle são feitas atuando-se no programa computacional (*software*) e, não tão freqüentemente, na parte física (*hardware*). O sistema microprocessado detém o programa supervisor que gerencia todo o sistema.

Nos sistemas de controle digital, representado na Figura 3.3, o sinal de entrada é entregue a um conversor analógico-digital (A/D), responsável pela conversão do sinal analógico em sinal digital. O controlador digital, no bloco  $m(z)$ , tem um temporizador que envia pulsos em intervalos regulares de tempo.

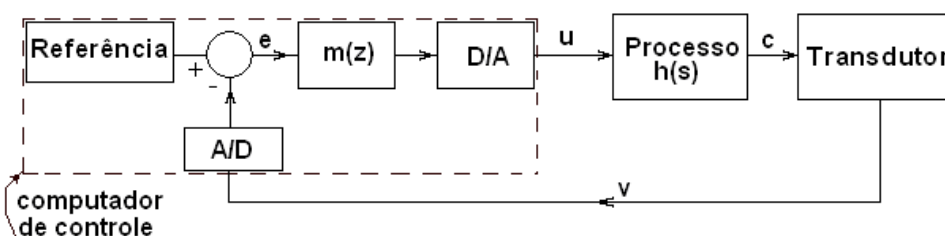


Figura 3.3 – Sistema de controle digital.

Os sinais apresentados na Figura 3.3 são:

- e - Erro.
- u - Sinal de controle.
- c - Variável de controle.
- v - Variável controlada.
- m(z) - Função de controle.

Cada vez que o conversor A/D recebe um pulso, envia para o controlador um sinal digital que gerencia a estratégia de controle determinada pela estrutura de um programa computacional. O sinal de saída do controlador é convertido em sinal analógico, por meio de um conversor digital–analógico (D/A), de forma que possa atuar no elemento de correção e então provocar a modificação desejada na variável do processo.

Sistemas de controle são dinâmicos, pois respondem a uma entrada passando por certo período de tempo no qual a resposta é transiente, para só então, atingir a resposta em regime estacionário, semelhante ao sinal de entrada. Este estado é chamado de regime transitório, que só se encerra quando a saída estiver estabilizada no valor comandado (BOLTON, 2005).

Menor permanência em regime transitório caracteriza maior eficiência do sistema de controle. Logo, se o sistema responder aos estímulos de ajuste, mais rapidamente e com agilidade, para se obter as características operacionais desejadas, significa que ele é bastante eficiente, ou seja, o controlador é melhor.

Para a completa caracterização de um sistema é preciso conhecer essas duas componentes (transitória e permanente). A resposta transiente é a componente da resposta que ocorre quando a entrada é sujeita a uma variação e que termina depois de certo intervalo de tempo. A resposta em regime estacionário é a parcela da resposta que permanece depois que a resposta transiente diminui até estabilizar em zero, ou seja, depois de cessar os efeitos da ocorrência de uma perturbação.

Um sistema é dito ser estável se, quando sujeito a uma entrada limitada ou distúrbio, sua saída também é limitada. Uma entrada ou saída limitada é aquela de tamanho finito. A condição para estabilidade estabelece que se um sistema é estável, quando sujeito a um impulso, sua saída retorna a zero (BOLTON, 2005).

Todo sistema em malha aberta não pode ser considerado estável. Uma entrada finita provoca uma saída finita que não varia indefinidamente com o tempo. Aumentos na função de transferência de um elemento do sistema não afetam sua estabilidade, uma vez que sua resposta não será amostrada para a entrada. Sistemas em malha fechada podem apresentar instabilidades.

### **3.1.1. Estratégias de controle**

Um sistema de controle em malha fechada deve seguir três características comuns (HUMPHRIES e SHEETS, 1999):

- (i) O sistema deve fazer a medida da variável controlada, por meio de um transdutor que, por exemplo, transforma grandeza física em grandeza elétrica.
- (ii) O sistema tem que comparar o valor medido pelo sensor com o valor de referência ou ajuste necessário para o processo e as diferenças entre esses valores serão detectadas pelo sistema como uma condição de erro, quando o controlador deve administrar esse erro para considerá-lo como aceitável ou não.
- (iii) Para o caso do erro não ser aceitável, o elemento de controle atua para corrigi-lo e trazer a variável controlada para o ponto de ajuste.

Nos sistemas em malha aberta, o tipo de controle mais conveniente é o sistema liga-desliga. De acordo com a necessidade, estabelecem-se tempos para acionamento e desligamento de dispositivos para operar as devidas correções, visando sempre obter uma resposta bem próxima daquela necessária para a saída do sistema.

Em sistemas em malha fechada, os sistemas de controle podem ser, além do tipo liga-desliga, do tipo proporcional ou proporcional combinado com alguma outra ação.

### **3.1.2. Descrição dos sistemas de controle**

#### **3.1.2.1. Controlador liga-desliga**

O uso do controlador liga-desliga permite um tipo de controle mais simples e popular de uso no cotidiano, seja na indústria, seja em aplicações domésticas, tais como equipamentos de lavanderia e de cozinha, vigilância e alarmes, e equipamentos de segurança. É um sistema de alta velocidade de resposta, devido ao fato de seu sinal de controle assumir dois valores somente para definir o estado de acionamento do sistema. Um valor é definido como parâmetro para ativar (ligar) o sistema e outro para desativá-lo (desligá-lo).

O processo é caracterizado por ter um ponto de funcionamento escolhido como ideal chamado de referência. Quando a variável observada se encontrar fora do valor de referência o dispositivo de correção é ativado. Assim que essa variável atingir o valor de referência, esse dispositivo é desativado. Assim que o sistema deixar o valor de referência, o dispositivo de correção é reativado. Dessa forma, o sistema realiza várias ações de ligar e desligar o dispositivo de correção para manter as condições de referência do sistema. Isto pode ser considerado uma desvantagem (HÄGGLUND e ASTRÖM, 1991).

A Figura 3.4 contém um gráfico representativo do desempenho de um sistema de controle liga-desliga perante o valor de ajuste (referência) durante o regime de funcionamento do forno de uma padaria. Apresentam-se também os instantes em que é necessário o acionamento do aquecimento de modo digital e a forma como o sistema responde, flutuando entre um valor acima e um valor abaixo do valor de referência.

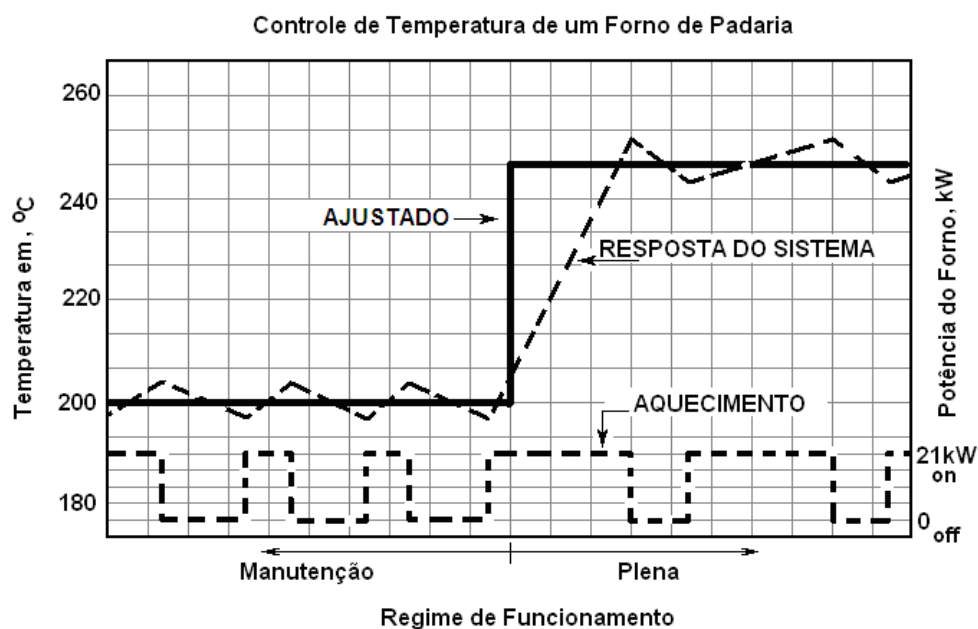


Figura 3.4 – Gráfico de desempenho de um sistema de controle liga-desliga.

### 3.1.2.2. Controlador proporcional

As oscilações que ocorrem com a resposta do sistema de controle liga-desliga não permitem um controle suave do sistema. Algumas opções podem ser usadas, como por exemplo, reduzir o tempo em que o aquecimento ficaria ligado ou desligado ou, então, reduzir o ganho do sistema quando os sinais de erro também forem pequenos. Dessa forma, pode-se dizer que quanto menor for o sinal de erro, menor será o sinal de saída, estabelecendo uma característica de proporcionalidade (HUMPHRIES e SHEETS, 1999).

Portanto, a intensidade do sinal de saída será função da magnitude de correção necessária e estará em um ponto intermediário entre os dois limites do controlador liga-desliga, dependendo da relação entre a variável controlada e o ponto de ajuste (Figura 3.5).

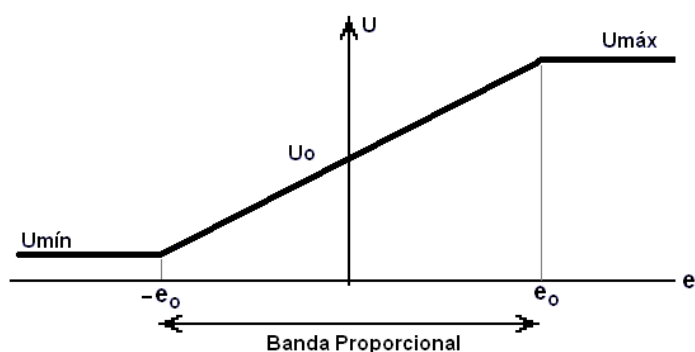


Figura 3.5 – Sinal de controle de um controlador proporcional.

Para implementar essa característica de proporcionalidade, um controle proporcional deve ser feito com a introdução de uma faixa proporcional entre os limites mínimo e máximo,  $u_{\min}$  e  $u_{\max}$ , da variável de controle,  $u$ , do controlador liga-desliga. Neste caso o sinal de controle é dado por:

$$u = u_{\max} \quad \text{se} \quad e > e_o \quad (3.1)$$

$$u = u_o + K \quad \text{se} \quad -e_o < e < e_o \quad (3.2)$$

$$u = u_{\min} \quad \text{se} \quad e < -e_o \quad (3.3)$$

em que:

$u_o$  - Nível do sinal de controle quando o erro é nulo.

$K$  - Ganho do controlador.

O ganho do sistema é a relação entre a variação do sinal de saída e a variação do sinal de entrada:

$$K = \frac{\Delta y}{\Delta u} \quad (3.4)$$

em que:

$y$  - Sinal de saída.

$u$  - Sinal de entrada.

A Figura 3.6 representa um sistema de controle com realimentação composto por um processo e por um regulador.

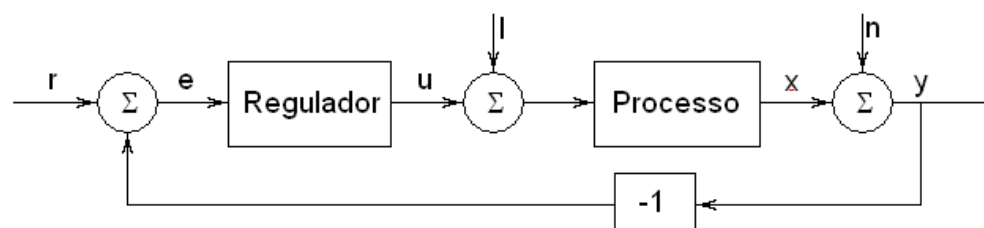


Figura 3.6 – Diagrama de blocos de um sistema de controle convencional.

Considerando-se que o regulador tem ação proporcional, podem-se escrever as seguintes equações para o sistema:

$$y = x + n \quad (3.5)$$

$$x = K_p(u + l) \quad (3.6)$$

$$u = K(u - y) \quad (3.7)$$

em que:

- x - Variável de processo.
- r - Sinal de ajuste.
- l - Perturbação que afeta a carga.
- n - Ruídos.
- K - Ganho do regulador.
- $K_p$  - Ganho do processo.

Eliminando as variáveis intermediárias nas equações (3.5), (3.6) e (3.7), obtém-se:

$$x = \frac{K K_p}{1 + K K_p} (r - n) + \frac{K_p}{1 + K K_p} l \quad (3.8)$$

O produto  $K K_p$  representa o ganho de malha aberta. Não tem dimensão, isto é, quando se fizer a análise dimensional da expressão, esse produto não terá unidade.

Analisando-se a Equação 3.8, vê-se que se ganho da malha  $K K_p$  for alto, o valor do sinal de saída será muito próximo do sinal de referência, deixando o sistema menos sensível às perturbações. Vê-se, ainda, que os ruídos afetam o sinal de saída do mesmo modo que o sinal de ajuste, ou seja, um ganho de malha elevado torna o sistema mais sensível aos ruídos.

O sinal de entrada,  $u(t)$ , é dado por:

$$u(t) = K e(t) \quad (3.9)$$

De acordo com a Equação 3.9, o sinal de controle será nulo se o sinal de erro for nulo. Portanto a existência de um sinal de erro é necessária para assegurar a existência do sinal de controle, quando em regime estacionário. Para tal, costuma-se introduzir um sinal de reajuste,  $l$ , para manter o sistema sob controle. Neste caso,  $u(t)$  passa a ser escrito como:

$$u(t) = K e(t) + l \quad (3.10)$$

As considerações anteriores são válidas se o processo puder ser descrito por um modelo estático. Em um processo dinâmico, se o ganho de malha for muito elevado, o sistema normalmente torna-se instável. Portanto, na prática, a intensidade do ganho é determinada pela dinâmica do processo.

A Figura 3.7 representa o sinal de saída de um controlador proporcional de temperatura. Verifica-se que a temperatura final é ligeiramente inferior à temperatura de referência. Essa pequena diferença é necessária a fim de manter o aquecedor funcionando.

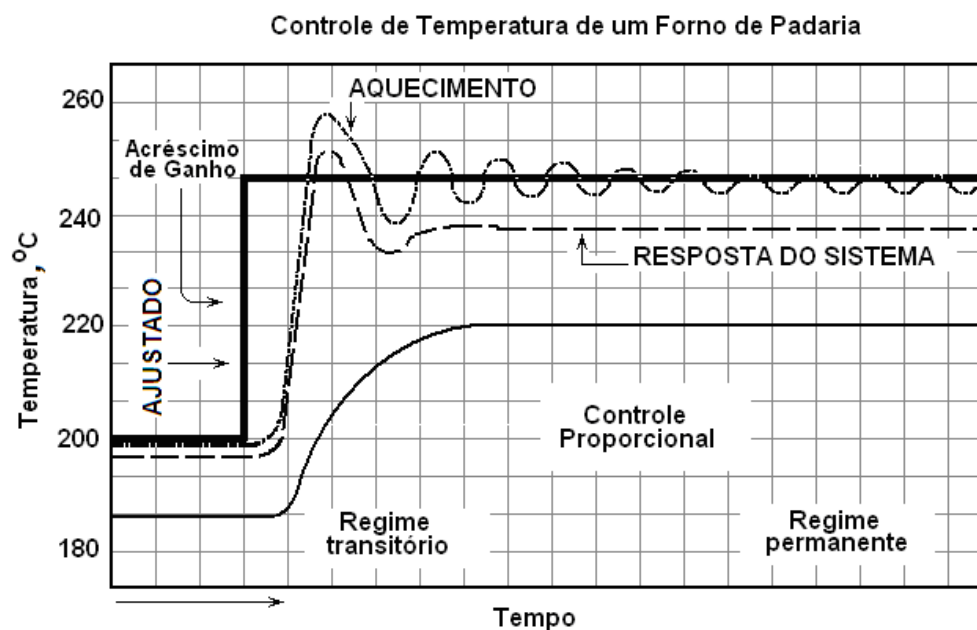


Figura 3.7 – Sinais de controle de um controlador proporcional de temperatura.

### 3.1.2.3. Controlador proporcional e integral

Algumas situações não admitem o erro estacionário causado pelo controlador proporcional. Em muitas ocasiões, o sinal de saída do processo precisa acompanhar rigorosamente o sinal de referência. Para correção do erro existe a necessidade de se introduzir uma ação acumulativa obtida pela ação integral.

A ação integral faz com que um pequeno sinal de erro positivo provoque o surgimento de um sinal de controle crescente, e um sinal de erro negativo provoque, por sua vez, um sinal de controle decrescente, independentemente da magnitude do sinal de erro.

O sinal de controle de um controlador proporcional e integral é dado pela Equação 3.11:

$$u = K \frac{1}{T_i} \int e(t) dt + e(t) \quad (3.11)$$

em que:

$T_i$  - Constante de tempo de integração do controlador.

A componente integral do sinal de controle é proporcional à área sob a curva do sinal de erro, conforme mostrado na Figura 3.8. Analisando-se esta curva, verifica-se que o elemento integral do sistema de controle tem a capacidade de eliminar o erro remanescente.

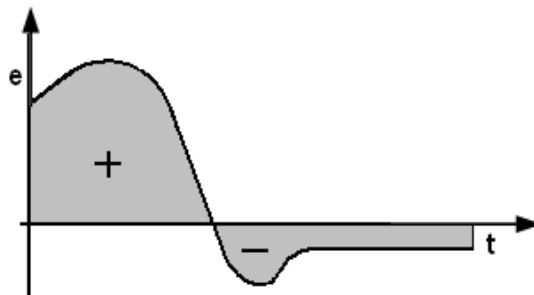


Figura 3.8 – Sinal de erro integral.

Para um sistema de controle proporcional-integral que opera em regime permanente, com sinais constantes de controle,  $u_o$ , e de erro,  $e$ , o sinal de controle pode ser escrito como:

$$u_o = K \left( e_o - \frac{e_o}{T_i} t \right) \quad (3.12)$$

em que:

$K$  - Ganho.

$T_i$  - Constante de tempo de integração.

De acordo com a Equação 12, se  $e_o$  for diferente de zero,  $u_o$  varia em função do tempo, contrariando a consideração feita de que  $u_o$  é constante. Portanto, observa-se que, em regime permanente, um controlador com ação integral obrigatoriamente terá um sinal de erro nulo.

A ação integral do controlador pode também ser analisada como dispositivo que ajusta automaticamente o sinal de reajuste do controlador proporcional.

A Figura 3.9 mostra o diagrama de blocos de um controlador proporcional com um reajuste efetuado automaticamente. O ajuste é feito por meio da realimentação de um sinal de saída modificado para um elemento somador do controlador.

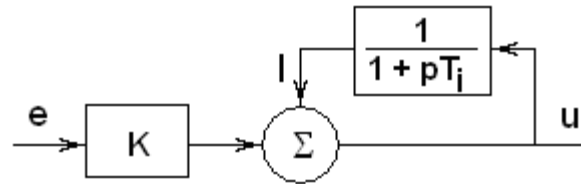


Figura 3.9 – Elemento integrador com reajuste automático.

Analisando-se o diagrama de blocos da Figura 3.9 e sabendo-se que  $p = \frac{d}{dt}$  é o operador diferencial, podem se escrever as seguintes equações:

$$u = K e + I \quad (3.13)$$

$$I = \frac{1}{1 + \frac{dT_i}{dt}} u \quad (3.14)$$

Rearranjando as Equações (3.13) e (3.14) obtém-se:

$$T_i \frac{dI}{dt} + I = u = K e + I \quad (3.15)$$

Portanto, tem-se:

$$T_i \frac{dI}{dt} = K e \quad (3.16)$$

De acordo com a Equação 3.16, conclui-se que este controlador é um controlador integrador.

O controlador integrador é considerado um controlador sem falhas porque resolve o problema do erro estacionário remanescente e os problemas de oscilação encontrados nos controladores liga-desliga. Na maioria das vezes é suficiente para realizar a maioria dos controles de processos. Só depende do nível de rigurosidade desejada.

### 3.1.2.4. Controlador proporcional, integral e derivativo

As respostas dos controladores discutidos nos itens anteriores necessitam de certo tempo para levar o sistema a operar em regime estacionário. Para situações em que o sistema apresenta sinais de erro sendo gerados em profusão, talvez um desses controladores não consiga identificar nem reagir com velocidade suficiente para contornar a situação e promover o procedimento correto para a operação dentro dos parâmetros desejados. Fazer com que a resposta desses controladores se comporte com reações infinitesimais passa a ser a solução cogitada.

Para sistemas que operam com sinais de erro que variam de forma extremamente rápida, a introdução do elemento derivativo acrescenta o poder de predição dos possíveis erros. Assim, medidas preventivas podem ser tomadas, evitando o aparecimento de erros que iriam desestabilizar o sistema, tornando o sistema mais estável.

Apresentam-se, na Figura 3.10, o desempenho de dois sistemas com controladores proporcionais com a mesma correção proporcional no instante  $t$ .

Se as áreas sob as duas curvas forem idênticas, a correção integral é a mesma nos dois casos. Isto significa que o controle proporcional-integral (PI) fornece o mesmo sinal de controle aos dois sistemas.

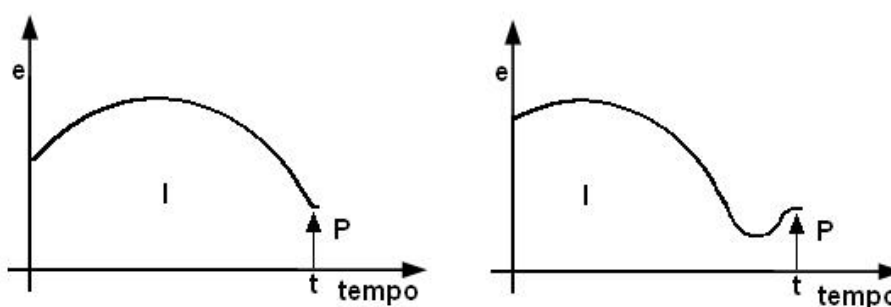


Figura 3.10 – Situações de controle PI com sinais de saída idênticos.

Aparentemente, os dois sinais são bem diferenciados quanto ao comportamento final, isto é, enquanto a primeira curva decresce rapidamente, a segunda apresenta essa queda e, em seguida, uma subida, para somente então, estabilizar-se.

Neste segundo caso, o sinal de controle deveria agir imediatamente a fim de fazer que o sinal de saída voltasse a decrescer. A introdução do elemento derivativo facilita esta compensação imediata.

Com o elemento derivativo, o sinal de controle passa a ser dado pela Equação 3.17:

$$u = K \left[ e + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt - T_d \frac{de}{dt} \right] \quad (3.17)$$

em que:

$T_d$  - Constante de tempo de derivação do controlador.

A parcela derivativa do sinal de controle é proporcional à variação do erro. Ela antecipa o que irá ocorrer com o sinal de erro.

O elemento derivativo considera a própria variável de processo em vez de considerar o sinal de erro. Assim, a Equação 17 se transforma em:

$$u = K \left[ e + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt - T_d \frac{dy}{dt} \right] \quad (3.17)$$

Na Equação 3.17, a parcela derivativa fornece um sinal proporcional à taxa de variação da variável de entrada. Isto significa que ruídos de alta frequência são altamente amplificados junto com o sinal de controle. O efeito desses ruídos pode ser eliminado por filtragem com um filtro passa - baixa (deixa passar sinais com frequências abaixo da frequência de ressonância), aplicado ao elemento derivativo.

A Figura 3.11 mostra a ação dos três efeitos sobre o sinal de erro.

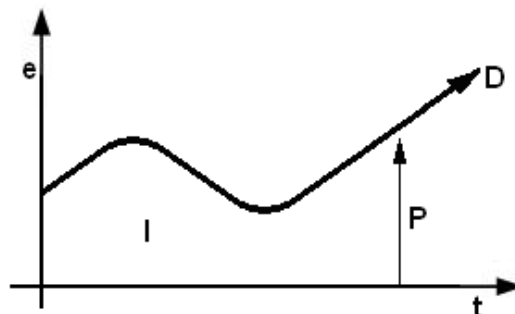


Figura 3.11 – Efeito dos três elementos sobre o sinal de erro.

Como o controlador derivativo reage somente enquanto o sinal de erro está variando, não deve ser usado isoladamente. Ele não reage a sinais de erro em regime estacionário (HUMPHIES e SHEETS, 1999).

Os Parâmetros de um controlador proporcional – integral – derivativo (PID) são três: (i) o ganho proporcional,  $K$ , que é adimensional; (ii) a constante de tempo de integração,  $T_i$ ; e (iii) a constante de tempo de derivação,  $T_d$ .

Esses parâmetros podem ser alterados a fim de se obter a combinação entre o tempo de resposta e a estabilidade mais adequada ao processo. Definir as condições de controle consiste em determinar e ajustar estes três parâmetros. Para isto, métodos como os de Ziegler – Nichols ou o de Cohen – Coon, além do método de tentativa e erro, podem ser utilizados.

Características a serem observadas para a determinação e ajuste são: (i) o aumento do ganho proporcional,  $K$ , aumenta a velocidade de atuação do sistema de controle, mas diminui a estabilidade; (ii) o aumento da constante de tempo de integração,  $T_i$ , diminui a velocidade de atuação do sistema de controle, mas aumenta a estabilidade; e (iii) o aumento da constante de tempo de derivação,  $T_d$ , aumenta a velocidade de atuação do sistema e a sua estabilidade.

#### **a) Passos para ajuste de um controlador PID**

Quando se ajusta um controlador manualmente, deve-se primeiro ajustar o ganho proporcional, em seguida a constante de tempo de integração e, finalmente, a constante de tempo de derivação.

- Inicialmente, fazem-se  $T_i$  muito elevada,  $T_d$  nula e ajusta-se  $K$  até conseguir-se um controle mais ou menos correto.
- Em seguida, reduz-se  $T_i$  e, conseqüentemente, perde-se estabilidade. Esta perda de estabilidade, às vezes, exige uma diminuição do ganho  $K$ .
- Quando o controlador PI fornecer um controle satisfatório, introduz-se a constante de tempo derivativa, aumenta-se o ganho proporcional e diminui-se a constante de tempo de integração. Com

a introdução do elemento derivativo, tem-se a melhora da estabilidade do sistema.

### b) Análise de um sistema de controle PID usando amplificadores operacionais

A Figura 3.12 contém o diagrama de blocos de um controlador PID do tipo paralelo e a Figura 3.13, sua implementação com amplificadores operacionais.

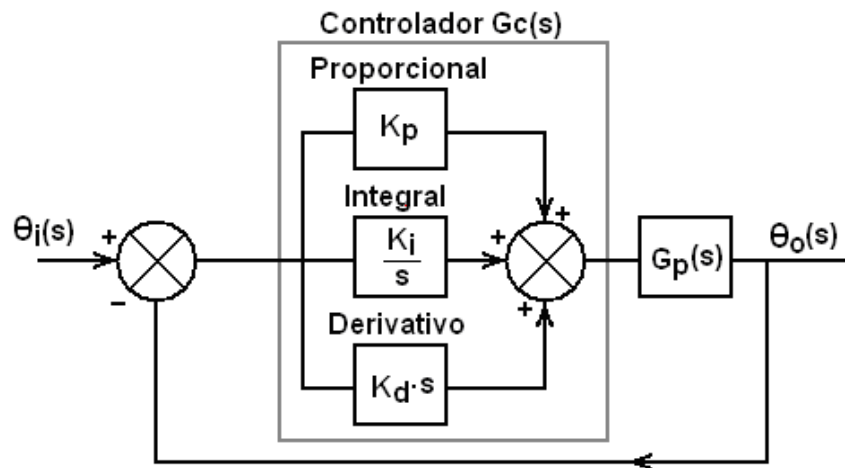


Figura 3.12 - Diagrama de blocos de um controlador PID.

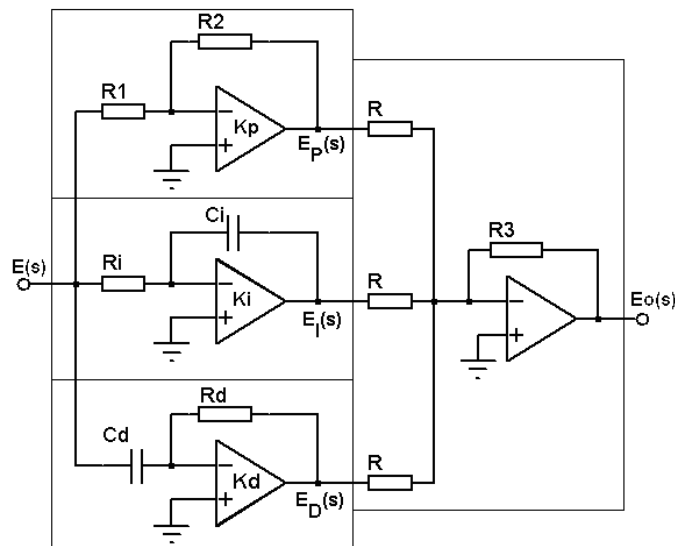


Figura 3.13 – Controlador PID implementado com amplificadores operacionais.

A Equação 3.18 é a expressão do sinal de saída do controlador para uma entrada de erro.

$$E_o = K_p e + K_i \int_0^t e dt + K_d \frac{de}{dt} \quad (3.18)$$

A função de transferência do controlador é dada por:

$$G_s = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad (3.19)$$

O primeiro amplificador operacional está montado como amplificador que representa o elemento proporcional com a função de transferência expressa por:

$$K_p = \frac{E_p(s)}{E(s)} = -\frac{R_2}{R_1} \quad (3.20)$$

O segundo amplificador é um amplificador integrador. Sua função de transferência é dada por:

$$K_i = \frac{E_i(s)}{E(s)} = -\frac{1}{R_i C_i s} \quad (3.21)$$

O terceiro está montado como amplificador derivador e fornece a seguinte função de transferência:

$$K_d = \frac{E_d(s)}{E(s)} = -R_d C_d s \quad (3.22)$$

Por se tratar de um sistema linear, pode se aplicar o princípio da superposição e escrever a função de transferência do sistema como:

$$G(s) = \frac{E_o(s)}{E(s)} = \frac{R_2}{R_1} + \frac{1}{R_i C_i s} + R_d C_d s \quad (3.23)$$

A Figura 3.14 mostra os sinais de um sistema de controle PID para o controle de temperatura de uma padaria. Como era de se esperar, não existe qualquer oscilação e o sinal de saída segue rigorosamente o sinal de ajuste.

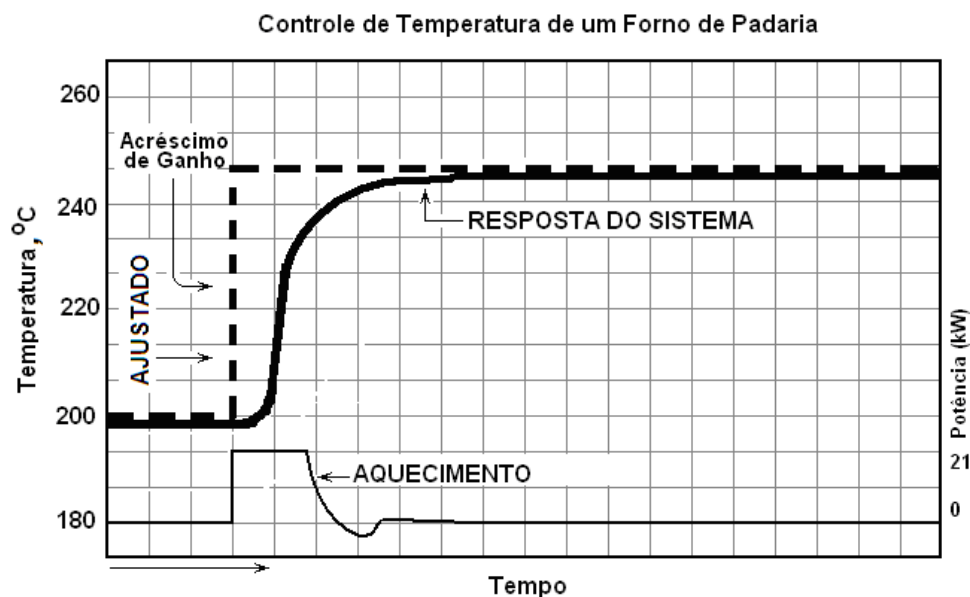


Figura 3.14 - Sinais de um controlador PID.

### 3.1.2.5. Controle adaptativo

É o tipo de controle cujos parâmetros podem-se ajustar, dinamicamente, para que o sistema tenha um desempenho o mais próximo possível do ideal proposto, de acordo com as condições de operação e funcionamento para as quais o sistema se apresenta. O sistema de controle se adapta às necessidades do processo.

## 3.2. COMPRESSÃO DE VAPOR

### 3.2.1. Ciclo de Carnot

O engenheiro francês Nicolas Sadi Carnot, em 1824, escreveu no seu trabalho a frase: “Ninguém ignora que o calor pode ser a causa do movimento. Que ele possui até uma grande potência motriz: as máquinas a vapor, hoje tão espalhadas, são provas eloqüentes para quem tiver olhos para ver”.

Carnot estabeleceu uma das mais importantes sistematizações da termodinâmica, ao delimitar a transformação da energia térmica (calor) em energia mecânica (trabalho). Ele acreditava na criação de energia mecânica por meio da simples transferência de calor. Por exemplo, a máquina a vapor realizava trabalho quando o calor era transferido da fonte quente (caldeira) para a fonte fria (condensador).

Carnot descreveu uma máquina (a máquina térmica) na qual comparou a diferença de temperatura entre um corpo com temperatura mais elevada (fonte quente) e outro a temperatura mais baixa (fonte fria) com a diminuição do nível de água em uma caixa de água. Ao considerar o fato de que essa água podia voltar à sua caixa por intermédio de uma bomba, concluiu que a sua máquina poderia trabalhar de modo reversível, isto é, ora deixando o fluxo de calor sair da fonte quente para a fria, ora elevando-o da fonte fria para a fonte quente. Os diagramas esquemáticos desses dois processos estão apresentados nas Figuras 3.15 e 3.16, respectivamente.

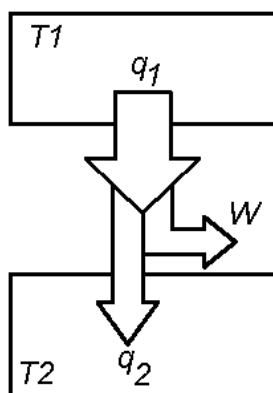


Figura 3.15 – Fluxo de calor de uma fonte quente para uma fonte fria com realização de trabalho pelo sistema (máquina térmica).

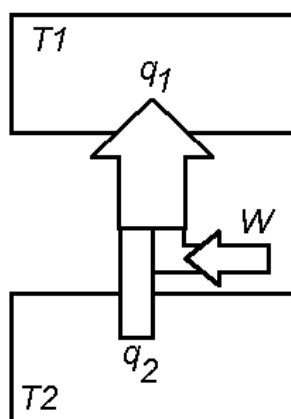


Figura 3.16 – Fluxo de calor de uma fonte fria para uma fonte quente com fornecimento de trabalho pelo meio externo (refrigerador).

### **3.2.2. Princípio de funcionamento de uma máquina que opera pelo ciclo de compressão de vapor.**

O frio é produzido quando existem elementos operantes, capazes de retirar calor do ambiente que se encontram, de tal forma que produza aquecimento neles próprios e resfriamento no meio de onde extraíram o calor.

Calor total de um corpo é a quantidade de calor necessária para transformá-lo desde uma dada temperatura em sua fase sólida até outra certa temperatura na sua fase de vapor (LARRINAGA et al., 1993).

O princípio de funcionamento de uma máquina operando pelo ciclo de compressão de vapor é fazer com que um fluido seja levado a uma pressão maior do que aquela na qual se encontra e, durante esse processo, que ele absorva calor, podendo até mudar de fase. Esse aumento de pressão do fluido é conseguido por meio de um elemento externo, um compressor, por exemplo.

Em seguida, o fluido passa por um processo de resfriamento ao circular pela serpentina do condensador, dissipando calor para o ambiente onde o condensador se encontra. Com essa cessão de calor, o fluido, em parte, é condensado.

Ao sair do condensador, o fluido (em fase gasosa-líquida) é levado até um ponto, onde, ao passar por um processo de expansão repentina, na válvula de expansão, tem sua pressão reduzida bruscamente, promovendo um deslocamento da região de condensação, entrando no evaporador.

Ao entrar no evaporador, o fluido começa a absorver calor do ambiente onde o evaporador está inserido, promovendo a evaporação de toda a parte do fluido que estava condensado. Saindo do evaporador, o fluido é levado ao compressor, recomeçando o ciclo.

Nesse processo, o calor foi absorvido do meio onde o evaporador está e transferido, no fluido, por meio de dutos e compressor, para o outro ambiente onde o condensador está inserido.

A escolha do fluido a ser empregado leva em consideração as características tais como pressão de evaporação, temperatura crítica, relação de compressão, eficiência em transferências térmicas ou troca de

calor e temperatura de descarga. Esses são considerados critérios termodinâmicos. Além destes critérios, devem ser considerados os critérios de segurança que minimizem, ao máximo, riscos devido ao manuseio e os critérios técnicos que permitam a longevidade operacional do dispositivo, isto é, que provoque a menor depreciação dos componentes.

A máquina que opera por ciclo de compressão de vapor escolhida para ser analisada neste trabalho é uma bomba de calor a ser empregada em calefação, por meio de aquecimento do ar.

Para isso, será usado o diagrama em blocos proposto por Larrinaga et al. (1993), apresentado na Figura 3.17.

A bomba de calor é constituída, basicamente, por quatro dispositivos, tubulação e um fluido que é condicionado hermeticamente, estabelecendo um circuito fechado: (i) compressor; (ii) condensador; (iii) válvula de expansão; e (iv) evaporador.

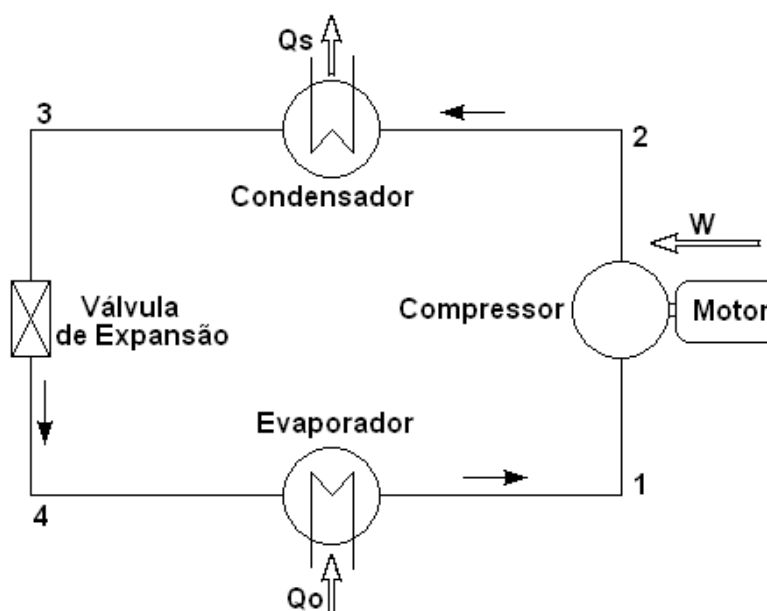


Figura 3.17 – Bomba de calor com os componentes do ciclo frigorífico.

O compressor é responsável por aumentar a pressão do fluido, e é conectado a um condensador. O condensador é responsável por fornecer o calor ao ambiente e resfriamento do fluido, e é conectado a uma válvula de expansão, responsável pela redução da pressão do fluido. A válvula de expansão é conectada a um evaporador, responsável por retirar calor do

meio e transferi-lo para o fluido que está conectado ao compressor, fechando o circuito. A interconexão entre estes dispositivos é feita por meio de tubulação.

### 3.2.2.1. Partes integrantes e desempenho de uma bomba de calor

#### a. Compressor (motor-compressor)

Um compressor recebe uma substância fluida gasosa em sua entrada e, por meio de trabalho mecânico, fornece energia para essa substância em uma câmara de compressão, fazendo com que ela fique acondicionada a uma pressão maior do que aquela com a qual entra no compressor.

A função específica de um compressor nesse equipamento consiste em extrair todo o fluido evaporado do evaporador, que está em baixa pressão e comprimi-lo a uma pressão tal (alta pressão) que possa ser condensado por ar, água, etc. (considerados agentes normais).

De outra forma, os fluidos procedentes do evaporador serão succionados pelo compressor que os comprime até uma pressão tal que sua temperatura de saturação seja superior à temperatura correspondente ao meio a ser aquecido. Assim que esses fluidos estiverem submetidos a uma pressão maior que aquela para a qual a válvula de saída do compressor foi dimensionada, eles serão expurgados para tubulação e conduzidos em direção ao condensador.

Para fins de análise térmica, um compressor recebe o gás em determinadas condições de pressão e temperatura e o fornece a uma pressão mais alta e a uma temperatura mais elevada. É uma máquina que funciona em regime permanente e, portanto opera segundo a Equação 3.24:

$$W + Q = H_2 - H_1 \quad (3.24)$$

em que:

- W - Trabalho mecânico entregue ao compressor, kJ.
- Q - Calor absorvido pelo compressor durante a operação, kJ.
- H<sub>1</sub> - Entalpia na qual o fluido entra no compressor, kJ.
- H<sub>2</sub> - Entalpia na qual o fluido é fornecido pelo compressor, kJ.

Pelo processo da compressão, o gás se aquece. A diferença de temperatura que surge no gás produz calor. Se o calor que aparece no gás for transferido ao exterior à medida que é produzido, o processo de compressão é isotérmico. Caso não ocorra essa transferência de calor ao meio, então a compressão é dada pela Equação 3.25.

$$W = -(H_2 - H_1) = -m(h_2 - h_1) \quad (3.25)$$

em que:

- m - Massa do fluido, kg.
- $h_1$  - Entalpia específica na qual o fluido entra no compressor, kJ/kg.
- $h_2$  - Entalpia específica na qual o fluido é fornecido pelo compressor, kJ/kg.

O sinal negativo (-) no segundo membro da Equação 3.25 é devido ao fato de a entalpia específica do fluido à temperatura na saída ser menor do que a entalpia específica do fluido à temperatura na entrada do compressor.

A troca de estado entre a entrada e a saída do compressor é reversível e adiabática (isentropica) para um compressor ideal, ou adiabática e irreversível, com acréscimo de entropia do fluido, em um compressor real. A variação no compressor ideal é, então, descrita pela eficiência do compressor adiabático.

O efeito do volume livre é descrito pelo volume do refrigerante que ocupa o interior do compressor e que não é deslocado pelo componente móvel. Esta é uma importante informação para o compressor de deslocamento positivo. Para o compressor a pistão, o gás no volume livre entre o pistão e a cabeça do cilindro (volume morto), quando o pistão está no máximo, se expande novamente para um grande volume quando o cilindro descarrega e a pressão interna diminui. Conseqüentemente, o compressor descarrega uma massa de refrigerante menor do que a massa que ocupava o volume percorrido pelo pistão, medida sob condições de pressão e temperatura na entrada. Esse efeito é quantificado pela eficiência volumétrica,  $\eta_v$ .

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_t} \quad (3.26)$$

em que:

- $\eta_v$  - Eficiência volumétrica, adimensional.
- $m_a$  - Massa atual (real) do novo gás entrando no compressor por meio golpe, kg.
- $m_t$  - Massa teórica do gás representada pelo volume de deslocamento e determinada à pressão e temperatura no interior do compressor, kg.

A eficiência volumétrica para o ciclo básico de compressão de vapor é dada por:

$$\eta_v = \frac{V_a - V_d}{V_a - V_c} = 1 + C - C \left( \frac{v_1}{v_2} \right) \quad (3.27)$$

em que:

- $C$  - Taxa de esvaziamento  $\left( C = \frac{V_c}{V_a - V_c} \right)$ .
- $V_a$  - Volume no ponto *a* do ciclo de trabalho, m<sup>3</sup>.
- $V_c$  - Volume no ponto *c* do ciclo de trabalho, m<sup>3</sup>.
- $v_1$  - Volume específico do refrigerante no início da compressão, m<sup>3</sup>/kg.
- $v_2$  - Volume específico do refrigerante no final da compressão, m<sup>3</sup>/kg.

A Figura 3.18 mostra, esquematicamente, um ciclo de compressão de vapor.

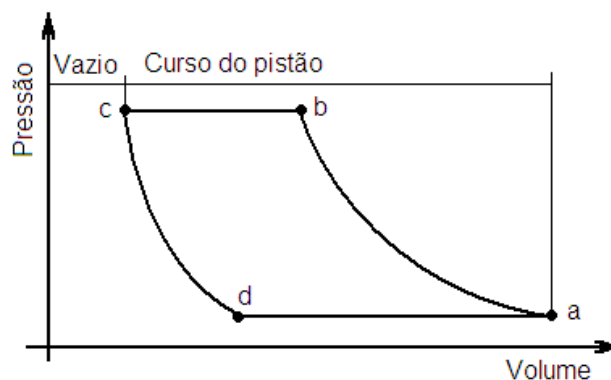


Figura 3.18 – Ciclo de trabalho para o compressor.

## b. Condensador

O condensador é construído por um tubo metálico, em geral à base de cobre, colocado dentro de um dissipador de calor, composto por aletas, geralmente de alumínio.

O condensador é uma parte da máquina térmica onde ocorre a operação útil da máquina, ou seja, ao seu redor circula a substância (ar ou água) que se deseja aquecer. A quantidade de calor fornecido no condensador pode ser:

- O calor fornecido do fluido aquecido vindo do compressor.
- O calor latente de condensação.
- O calor fornecido pelo resfriamento do fluido.

Essa quantidade de calor é dada pela Equação 3.28:

$${}_2Q_3 = -m(h_2 - h_3) \quad (3.28)$$

em que:

- ${}_2Q_3$  - Quantidade de calor fornecido pelo condensador, kJ.
- $m$  - Massa do fluido, kg.
- $h_2$  - Entalpia específica na qual o fluido é fornecido pelo compressor, kJ/kg.
- $h_3$  - Entalpia específica na qual o fluido sai do condensador, kJ/kg.

O sinal negativo (-) no segundo membro da Equação 3.28 é devido ao fato de a entalpia específica do fluido à temperatura na saída ser menor do que a entalpia específica do fluido à temperatura na entrada.

Para funcionar dentro dos interesses de uma bomba de calor, a diferença de temperatura entre o fluido de dentro da tubulação e o meio ao qual se quer fornecer calor deve estar entre 5 e 15°C.

De acordo com o ambiente que se quer esquentar, pode ser feita a classificação do condensador, como descrito a seguir.

### b.1. Condensador para aquecimento de ar

É o tipo de condensador mais encontrado. É do tipo de bateria de tubos aletados. Os tubos são de cobre e as aletas de alumínio. A Figura 3.19 mostra a imagem de um condensador para uso em aquecimento de ar.



Figura 3.19 – Condensador a ar (Indústria Brasileira de Evaporadores Ltda.).

### b.2. Condensadores para aquecimento de água

Os tipos mais encontrados são os de tubo duplo com fluxos em contracorrente (Figura 3.20) e o multitubular horizontal (LARRINAGA et al., 1993).

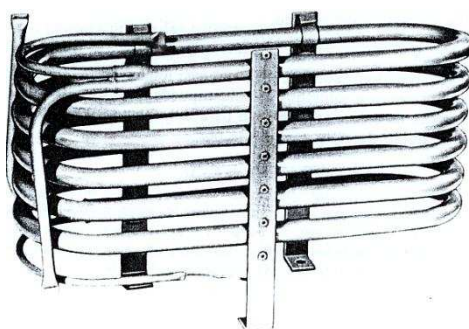


Figura 3.20 – Condensador de água de tubo duplo com fluxos em contracorrente.

### b.2.1. Condensador de tubo duplo

No condensador de tubo duplo com fluxos em contracorrente, a tubulação é constituída por um tubo de diâmetro maior, contendo em seu interior um segundo tubo, que pode ser aletado ou não, por onde flui a água a ser aquecida. No espaço entre esses dois tubos, passa o fluido em sentido contrário ao qual flui a água a ser aquecida. É muito usado em máquinas compactas, com potência térmica de até 100 kW no condensador. Podem aparecer problemas devido à dificuldade de limpezas.

### b.2.2. Condensador multitubular horizontal

No condensador multitubular horizontal, a tubulação é formada por tubos unidos por duas placas laterais, dispostos horizontalmente dentro de uma caixa. As fendas entre os tubos são vedadas de tal forma a se formar as caixas de água. A água circula pelo exterior dos tubos, enquanto o fluido se condensa no seu interior, fornecendo calor à água.

Os tubos devem ser de cobre e as placas que envolvem as tampas devem ser fundidas. O reservatório de água deve ser de aço inoxidável, cobre-níquel, enfim, um material que não sofra oxidação.

É o tipo de condensador mais comumente encontrado. É do tipo de bateria de tubos aletados. Os tubos são de cobre e as aletas são de alumínio.

Os gases (fluidos) aquecidos durante o processo de compressão se condensam cedendo calor ao meio ou à substância que se quer aquecer.

A quantidade de calor fornecido pelo condensador pode ser calculada com a Equação 3.29.

$$\dot{Q}_c = \dot{m} c (T_s - T_e) \quad (3.29)$$

em que:

- $\dot{Q}_c$  - Quantidade de calor fornecido pelo condensador, kJ/s.
- $\dot{m}$  - Vazão média em massa do fluido, kg/s.
- $c$  - Calor específico do fluido, kJ/kg°C.

$T_e$  - Temperatura na entrada do condensador, °C.

$T_s$  - Temperatura na saída do condensador, °C.

Do ponto de vista de transmissão de calor, a quantidade de calor fornecido pelo condensador pode ser calculada utilizando a Equação 3.30:

$$Q_e = K A_c \Delta T_c \quad (3.30)$$

em que:

$Q_e$  - Quantidade de calor fornecido pelo condensador, kJ.

$K$  - Coeficiente global de troca de calor,  $\text{kJ/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

$A_c$  - Área da superfície do condensador (área de contato),  $\text{m}^2$ .

$\Delta T_c$  - Diferença de temperatura entre o fluido condensante e o fluido refrigerante, °C.

Na prática, adota-se um  $\Delta T_c$  entre 5 e 15°C, desde que o fluido condensante seja água ou ar. Em relação ao fluido refrigerante, observa-se que a quantidade de calor fornecido por ele no condensador pode ser calculada utilizando-se a Equação 3.31.

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (3.31)$$

em que:

$\dot{Q}_r$  - Quantidade de calor fornecido pelo refrigerante no condensador, kJ/s.

$\dot{m}_r$  - Vazão em massa do fluido refrigerante que circula na instalação, kg/s.

$h_2$  - Entalpia específica dos gases aquecidos à temperatura na entrada do condensador, kJ/kg.

$h_3$  - Entalpia específica do líquido à temperatura na saída do condensador, kJ/kg.

### c. Evaporador

A função do evaporador é promover a evaporação do fluido comprimido dentro da tubulação. Quando isso acontece, o fluido retira calor do ambiente

externo. Isto é, o fluido refrigerante que se encontra a baixa pressão e a baixa temperatura em um trocador de calor, se evapora e absorve calor do meio em que o evaporador está inserido (exposto ao ar, dentro da água, no solo ou outro meio qualquer), proporcionando o esfriamento desse meio.

Os evaporadores usados em bombas de calor podem ser evaporadores de expansão seca ou evaporadores inundados. A Figura 3.21 mostra a imagem de um evaporador para operar com ar, numa bomba de calor.

Em um evaporador de expansão seca, todo o líquido admitido é vaporizado e sai do evaporador ligeiramente aquecido. Os vapores aspirados pelo compressor são secos e o calor é absorvido de duas maneiras: (i) por ebulição do líquido e (ii) por aquecimento do ar.

Um evaporador inundado encontra-se quase totalmente sem líquido e os vapores que saem são saturados, podendo arrastar um pouco de líquido. Esse tipo de evaporador somente será usado em bombas de calor para equipamentos de grande potência.



Figura 3.21 – Evaporador a ar para bomba de calor (Indústria Brasileira de Evaporadores Ltda.).

A quantidade de calor absorvido pela evaporação pode ser expressa pela equação de transmissão de calor por condução:

$$Q_e = K_e A_e \Delta T_e \quad (3.32)$$

em que:

- $Q_e$  - Quantidade de calor absorvido pela evaporação, kJ.
- $K_e$  - Coeficiente global de transmissão de calor entre o refrigerante e o meio em que está inserido,  $\text{kJ/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ .
- $A_e$  - Superfície do evaporador (área de contato),  $\text{m}^2$ .
- $\Delta T_e$  - Diferença de temperatura entre o fluido exterior e o refrigerante,  $^\circ\text{C}$ .

Para melhorar a eficiência, é desejável que a evaporação ocorra à temperatura mais alta possível. A diferença de temperatura,  $\Delta T_e$ , deve oscilar entre 5 e 15 $^\circ\text{C}$ , dependendo do tipo de evaporador usado.

Os evaporadores são classificados em função do meio onde está inserido, como descrito a seguir.

### **c.1. Evaporadores a ar**

O tipo mais comum é composto de bateria de tubos e aletas de ventilação forçada por meio de um ventilador (axial ou centrífugo). A construção é bem semelhante à dos condensadores a ar (Figura 3.19).

Quando a temperatura das paredes do evaporador for inferior à temperatura do ar que passa por elas, ocorre o fenômeno da condensação, se a temperatura das paredes for superior a 0 $^\circ\text{C}$ , ou sublimação, se for inferior a 0 $^\circ\text{C}$ . Esses fenômenos interferem nos coeficientes de troca térmica no evaporador, assim como interferem na perda de carga no lado do ar. Quando a bomba de calor operar dentro dos limites desses parâmetros, deverão estar previstos dispositivos de descongelamento ou anti-condensação. Estes podem ser implementados colocando-se resistências elétricas no evaporador, ou pela inversão do ciclo.

### **c.2. Evaporadores a água**

Os mais usados são: (i) o evaporador coaxial e (ii) o evaporador multitubular. Nos evaporadores coaxiais com fluido em contracorrente, semelhantes aos condensadores, o fluido refrigerante circula pelo tubo interno e a água circula pelo espaço anular. O evaporador multitubular à expansão

seca é composto por uma caixa de isolamento, cujo interior possui um conjunto de tubos. O refrigerante circula pelo interior dos tubos e a água circula por fora. No percurso da água existem aletas para forçar um trajeto sinuoso. Os tubos horizontais podem ser em forma de U. Nesse caso o fluido faz um percurso de ida e volta ou uma só passagem. Para melhorar o coeficiente de troca térmica, os tubos podem ter aletas internas ou algum outro sistema. No evaporador multitubular inundado a água o fluido refrigerante circula pelo interior dos tubos e o fluido se evapora dentro da caixa de isolamento, quase cheia de fluido. Para evitar arraste de líquido, introduz-se um dispositivo separador. Esse tipo de evaporador é empregado quase que exclusivamente nas máquinas com compressor centrífugo.

A partir do meio em que o evaporador está inserido determina-se a taxa de calor absorvido:

$$\dot{Q} = \dot{m} c (T_e - T_s) \quad (3.33)$$

em que:

- $\dot{Q}$  - Taxa de calor absorvido pelo evaporador, kJ/s.
- $\dot{m}$  - Vazão mássica do fluido do qual se retira calor, kg/s.
- $c$  - Calor específico, dado em kJ/kg°C.
- $T_e$  - Temperatura na entrada do evaporador, °C.
- $T_s$  - Temperatura na saída do evaporador, °C.

A Figura 3.22 mostra esquematicamente o fluxo de ar através das placas do evaporador.

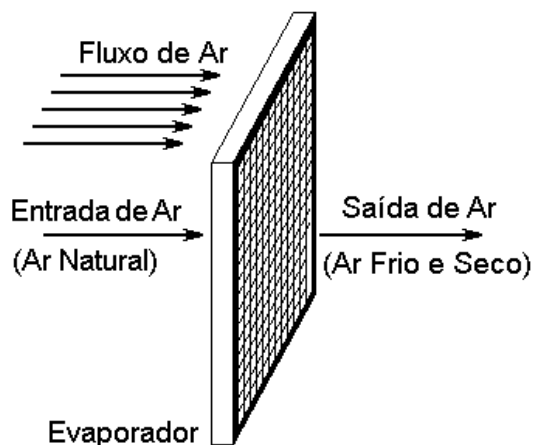


Figura 3.22 - Fluxo de ar através das placas do evaporador.

Observa-se que a Equação 3.33 somente fornece uma estimativa correta quando o fluido exterior ceder uma quantidade de calor sensível. Se este fluido do qual se retira calor for o ar ambiente, possivelmente a temperatura superficial do evaporador será inferior à temperatura do ponto de condensação do vapor de água contido no ar. Isso produzirá condensação do vapor de água (umidade) e uma quantidade correspondente de calor latente é cedida ao ambiente, calculada pela Equação 3.34.

$$Q_L = m_a (h_e - h_s) \quad (3.34)$$

em que:

- $Q_L$  - Quantidade correspondente de calor latente é cedida ao ambiente, kJ.
- $m_a$  - Massa de ar, kg.
- $h_e$  - Entalpia específica do ar na entrada do evaporador, kJ/kg.
- $h_s$  - Entalpia específica do ar na saída do evaporador, kJ/kg.

Os fenômenos de condensação afetam o coeficiente de troca global de calor. Nos evaporadores que retiram calor do ar, a diferença de temperatura,  $\Delta T$ , deverá estar compreendida entre 10 e 15°C e, nos evaporadores que retiram calor da água, fica próximo a 5°C, entre a temperatura de evaporação e a temperatura de saída.

As superfícies do condensador e do evaporador são finitas e, portanto, deve existir uma diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação e as temperaturas dos fluidos exteriores, para o qual a relação de compressão de uma máquina real será superior à da máquina ideal.

#### **d. Válvula de Expansão**

A função da válvula de expansão, dentro do circuito da bomba de calor, é reduzir a pressão obtida na saída do compressor até um valor de pressão adequado para a entrada do evaporador. A Figura 3.23 mostra detalhes de uma dessas válvulas.



Figura 3.23 – Válvula de expansão: (a) válvula em vista explodida; (b) destaque, dos tubos capilares.

A operação de expansão é realizada por laminação do fluido, ao passar por um estrangulamento. Esta operação se dá sem troca de calor e sem realização de trabalho. Por essa razão, tem-se a operação de expansão a entalpia constante:

$$h_3 = h_4 \quad (3.35)$$

em que:

- $h_3$  - Entalpia específica do fluido na entrada da válvula, kJ/kg.
- $h_4$  - Entalpia específica do fluido na saída da válvula, kJ/kg.

Os elementos mais usados, como válvulas de expansão, em bomba de calor são: (i) tubos capilares e (ii) válvula de expansão termostática.

Os tubos capilares são tubos de seção interna pequena e calibrada.

A válvula de expansão termostática é um dispositivo de expansão automático, de maneira que, cumpre sua função de efetuar a expansão e de regular, automaticamente, a alimentação do líquido no evaporador.

## e. Análise de eficiência de uma máquina térmica

Uma máquina, em qualquer aplicação está sujeita à análise de eficiência. Para as máquinas em estudo, as análises são feitas analisando-se seu desempenho. A relação usada é chamada de coeficiente de desempenho.

### e.1. Coeficiente de desempenho de uma máquina teórica

A Figura 3.24 e a 3.25 representam como se processam as operações no ciclo teórico de Carnot.

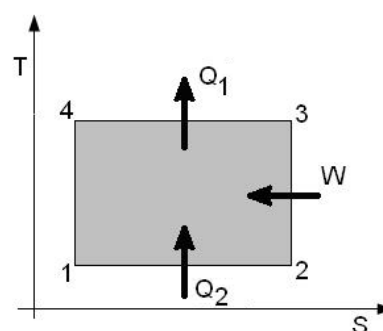
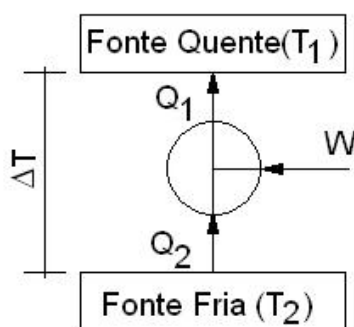


Figura 3.24 – Diagrama do Ciclo de Carnot.

Figura 3.25 – Ciclo de Carnot.

O coeficiente de desempenho de uma máquina frigorífica,  $\beta_f$ , é dado pela Equação 36:

$$\beta_f = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} \quad (3.36)$$

em que:

- $\beta_f$  - Coeficiente de desempenho, adimensional.
- $Q_1$  - Quantidade de calor transferido para a fonte quente, kJ.
- $Q_2$  - Quantidade de calor retirado da fonte fria, kJ.
- $W$  - Trabalho realizado sobre o sistema, kJ.

Para uma máquina térmica, funcionando como bomba de calor, o coeficiente de desempenho,  $\beta_{bc}$ , é dado pela Equação 37:

$$\beta_{bc} = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} \quad (3.37)$$

em que:

$\beta_{bc}$  - Coeficiente de desempenho da bomba de calor, adimensional.

Correlacionando as Equações 3.36 e 3.37, obtém-se a Equação 38:

$$\beta_{bc} = \beta_f + 1 \quad (3.38)$$

No ciclo de Carnot, a quantidade de calor trocada é proporcional às temperaturas absolutas nos locais afetados pelo “frio” ou pelo “calor”, de acordo com as Equações 3.39 e 3.40:

$$\beta_f = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (3.39)$$

$$\beta_{bc} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (3.40)$$

O que define um ciclo como sendo teórico é a reversibilidade dos processos. Não deve existir atrito mecânico nem diferenças finitas de temperatura, de pressão e de potencial químico entre os locais externos e o fluido. Portanto, no ciclo ideal ou de Carnot, durante todo o processo, o fluido e o ambiente deve estar à mesma temperatura, à mesma pressão e no mesmo potencial químico. Podem ser aceitas diferenças infinitesimais. Essas características são inviáveis e nunca serão atingidas na prática.

## **e.2. Coeficiente de desempenho de uma máquina térmica real**

O coeficiente de desempenho real é dado pelas Equações 3.41 e 3.42, para uma máquina funcionando como frigorífico e como bomba de calor, respectivamente:

$$\beta_f = \frac{Q_2}{W} \quad (3.41)$$

$$\beta_{bc} = \frac{Q_1}{W} \quad (3.42)$$

em que:

- $\beta_f$  - Coeficiente de desempenho de um refrigerador real, adimensional.
- $\beta_{bc}$  - Coeficiente de desempenho de uma bomba de calor real, adimensional.
- $Q_1$  - Quantidade de calor transferido para o ambiente aquecido (fonte quente), kJ.
- $Q_2$  - Quantidade de calor retirado do ambiente resfriado (fonte fria), kJ.
- $W$  - Trabalho realizado sobre o sistema pelo compressor, kJ.

### e.3. Coeficiente de desempenho prático

O coeficiente de desempenho prático,  $\beta'$ , é uma forma empírica de se obter o coeficiente de desempenho real,  $\beta$ . O coeficiente de desempenho teórico, dado pelas Equações 3.38, 3.39 e 3.40, é uma aproximação científica que nunca acontecerá, uma vez que as temperaturas entre o fluido e o meio ambiente não apresentam diferenças infinitesimais.

No processo prático, ao retirar calor, o fluido está a uma temperatura menor que a da fonte fria, ou seja,  $T_{f2} < T_2$ . Para fornecer calor, o fluido deverá estar a uma temperatura acima da temperatura da fonte quente, ou seja,  $T_{f1} > T_1$ . Além destas considerações sobre temperatura, a circulação do fluido não é isentrópica. Portanto, os processos são irreversíveis e não são perfeitamente adiabáticos. Dessa forma, O coeficiente de desempenho teórico é definido considerando-se as modificações para a temperatura e a influência por falta de condições ideais,  $\alpha$ .

$$\beta'_f = \frac{T_{f2}}{T_{f1} - T_{f2}} \quad (3.43)$$

$$\beta'_{bc} = \alpha \frac{T_{f1}}{T_{f1} - T_{f2}} \quad (3.44)$$

$$\beta'_{bc} = \beta'_f + \alpha \quad (3.45)$$

em que:

- $\beta'_f$  - Coeficiente de desempenho prático de um refrigerador real, adimensional.
- $\beta'_{bc}$  - Coeficiente de desempenho prático de uma bomba de calor real, adimensional.
- $T_{f1}$  - Temperatura do fluido refrigerante na fonte quente, °C.
- $T_{f2}$  - Temperatura do fluido refrigerante na fonte fria, °C.
- $\alpha$  - Influência por falta de condições ideais, adimensional.

O coeficiente  $\alpha$  varia entre 0,4, para máquinas pequenas, e 0,65, para máquinas de grande potência. O valor estimado para cálculos é  $\alpha = 0,5$ .

#### e.4. Coeficiente de desempenho global

Define-se o coeficiente de desempenho global,  $B$ , como sendo aquele que inclui os diferentes rendimentos e o coeficiente de desempenho prático,  $\beta'$ :

$$B_f = \eta_1 \eta_2 \alpha \frac{T_{f2}}{T_{f1} - T_{f2}} \quad (3.46)$$

$$B_{bc} = \eta_1 \eta_2 \alpha \frac{T_{f1}}{T_{f1} - T_{f2}} \quad (3.47)$$

$$B_{bc} = B_f + \eta_1 \eta_2 \alpha \quad (3.48)$$

em que:

- $B_f$  - Coeficiente de desempenho global de um refrigerador, adimensional.
- $B_{bc}$  - Coeficiente de desempenho global de uma bomba de calor, adimensional.
- $\eta_1$  - Eficiência do motor elétrico que aciona o compressor, adimensional.
- $\eta_2$  - Eficiência na transformação de energia primária em elétrica e na distribuição de energia elétrica ( $\approx 0,35$ ), adimensional.

### e.5. Coeficiente de desempenho médio estacionário

As condições da fonte fria e da fonte quente variam ao longo do tempo e, em consequência, a temperatura do fluido ao trocar calor com as fontes também varia. Assim, pode ser que o sistema precise receber energia adicional de outras fontes, além do trabalho do compressor. Portanto, é necessário definir um coeficiente de desempenho médio estacionário,  $\bar{B}$  :

$$\bar{B}_f = \frac{Q_2}{W + W'} \quad (3.49)$$

$$\bar{B}_{bc} = \frac{Q_1}{W + W'} \quad (3.50)$$

em que:

- $\bar{B}_f$  - Coeficiente de desempenho médio estacionário de um refrigerador, adimensional.
- $\bar{B}_{bc}$  - Coeficiente de desempenho médio estacionário de uma bomba de calor, adimensional.
- $Q_1$  - Quantidade de calor total cedido para aquecimento durante um determinado período de tempo, kJ.
- $Q_2$  - Quantidade de calor total cedido para resfriamento durante um determinado período de tempo, kJ.
- $W$  - Trabalho realizado pelo compressor sobre o fluido durante um determinado período de tempo, kJ.
- $W'$  - Trabalho adicional realizado sobre o fluido durante um determinado período de tempo (inclui perdas no motor elétrico, absorção extra de calor, dentre outras), kJ.

#### 3.2.2.2. Pressostatos

Um pressostato é um dispositivo eletromecânico que recebe um sinal de pressão e o compara com sua escala interna. Em caso de comparação positiva, efetua-se a ação de ligar ou desligar o seu relé interno, abrindo ou fechando um contato (Figura 3.26). Podem ser divididos em duas categorias em função de sua aplicação: (i) controle ou (ii) proteção.

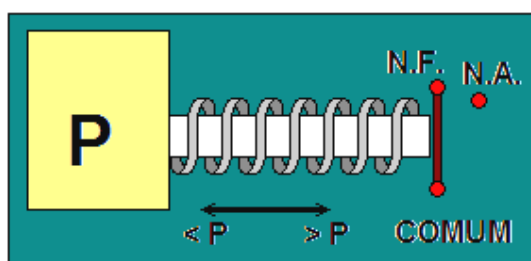


Figura 3.26 – Relé interno de um pressostato.

### (i) Controle

Como controle, os pressostatos podem ser utilizados para efetuar a operação de ligar e desligar do compressor, em função de uma pressão recebida pelo lado de pressão baixa do sistema de refrigeração. Podem ser aplicados para sistemas com apenas um compressor e um evaporador, como também para sistemas paralelos que alimentam vários evaporadores. Cada evaporador tem o seu próprio controle de temperatura responsável por ligar e desligar a válvula solenóide, enquanto que o pressostato é responsável por parar o compressor.

Podem ainda ser utilizados como atuadores no controle da capacidade de compressores, efetuando a parada do próprio compressor ou de estágios de capacidade deste equipamento.

Podem ainda atuar no lado de alta pressão, sendo utilizado para controlar a operação do ventilador do condensador. Se existirem vários ventiladores, o correto é utilizar vários pressostatos com regulagens diferenciadas de pressão estabelecidas como referência para ligar e desligar o equipamento, para operar também com estágios diferenciados e ocasionar um funcionamento mais harmônico e econômico da instalação de refrigeração.

Em algumas instalações, o pressostato é utilizado para fazer o recolhimento do fluido refrigerante. Nesta aplicação o pressostato instalado no ambiente efetua o desligamento da válvula solenóide da linha de fluido (líquido). Com isto, o sistema comprime todo o fluido refrigerante para o tanque de fluido comprimido, até que a pressão de sucção atinja o valor ajustado no pressostato de baixa pressão. Quando isto ocorrer, o sistema desliga devia o fluido, à baixa pressão.

O recolhimento de refrigerante é uma prática bastante utilizada para recolher a carga de refrigerante do sistema, quando este estiver em manutenção, ou para substituição de algum componente no circuito frigorífico.

Um benefício adicional proporcionado pelo recolhimento do refrigerante, é que, por meio desta operação, é possível garantir o retorno do óleo para o cárter do compressor.

## **(ii) Proteção**

Como proteção, os pressostatos desempenham uma função importante no sistema de refrigeração, pois são responsáveis por efetuar a parada do sistema caso ocorra alguma irregularidade. Estas irregularidades podem ocorrer devido a alta ou baixa pressão. Isto depende do tipo de problema que o sistema está apresentando no momento.

Quando aplicado na sucção (baixa pressão), pode efetuar a parada do circuito em função de uma perda parcial ou total de fluido refrigerante no sistema.

Dependendo da exigência do usuário, além da parada do sistema, podemos ter ou não a atuação de um alarme. Fazendo o controle pelo lado de descarga (alta pressão), é importante para segurança para o sistema e para o operador, evitando-se que o circuito atinja pressões perigosas nos dispositivos de pressão elevada tais como separadores de óleo, tanques de líquido e condensadores.

Este controle pode ser efetuado com ou sem alarme, sendo mais recomendável a utilização de um alarme. Neste caso, somente deve ser religado o sistema após serem sanados os problemas que provocaram a alta pressão.

Um pressostato ainda pode ter outras duas características: ser com rearme manual ou com rearme automático. A escolha do tipo de rearme é de acordo com a função que o pressostato executa. Em casos onde o pressostato atua com a função de controle a escolha deve ser por rearme automático.

O pressostato com rearme manual é mais usual quando utilizado no lado de alta pressão e com a função de controlar as pressões limites de operação

do circuito. Isto obriga o operador a verificar qual foi o motivo de seu desarme, antes de efetuar o rearme.

### a. Tipos de pressostatos

Um sistema de refrigeração pode ter ao seu dispor alguns modelos diferentes de pressostatos, divididos basicamente pela sua função:

#### a.1. Pressostato de baixa pressão modelo PS1A3A

Este pressostato, mostrado na Figura 3.27, é normalmente instalado no lado de baixa pressão em um circuito frigorífico. Pode atuar como controle ou como proteção do sistema. Suas características principais são: (i) tomada única de pressão; (ii) escala de trabalho e diferencial ajustável; (iii) relé elétrico tipo pólo simples e duplo acionamento (SPDT); e (iv) pressão variando na faixa de -0,5 a 7 bar ou 15 a 100 psi ou 103,43 a 689,48 kPa.



Figura 3.27 – Pressostato de baixa pressão.

#### a.2. Pressostato de alta pressão, modelos PS1A5A e PS1R5A

Este pressostato, mostrado na Figura 3.28, é instalado no lado de alta pressão em um circuito frigorífico. Para controlar a alta pressão do sistema tem-se como opção o pressostato com re-ligação automática (PS1A5A) ou manual (PS1R5A). Suas características principais são: (i) tomada única de pressão; (ii) escala de trabalho e diferencial ajustável; (iii) relé elétrico tipo pólo

simples e duplo acionamento (SPDT); e (iv) pressão variando na faixa de 6 a 31 bar ou 90 a 450 psi ou 620,53 a 3102.65 kPa.



Figura 3.28 – Pressostato conjugado de baixa e alta pressão.

### **a.3. Pressostato Conjugado de alta e baixa pressão, modelo PS2M7A**

Este tipo de pressostato combina as funções de controle de alta e baixa pressão em um único produto. Suas características principais são os relés internos separados para a baixa e alta pressão (os interruptores separados com um relé para a alta e outro para a baixa). Isto torna possível a sinalização de alarmes ou comandos separados para alta e baixa pressão. Mesmo utilizando uma peça conjugada, possui, no lado de alta de alta pressão, a possibilidade de ser reversível para re-ligação automática ou manual, duas tomadas de pressão, escala de trabalho e diferencial ajustável, relé elétrico tipo pólo simples e duplo acionamento (SPDT), pressão variando na faixa de -0,5 a 7 bar ou 15 a 100 psi ou 103,43 a 689,48 kPa, na escala de baixa pressão, de 6 a 31 bar ou 90 a 450 psi ou 620,53 a 3102.65 kPa, na escala de alta pressão. É similar ao mostrado na Figura 3.28.

### **3.2.2.3. Compressor tipo espiral ou “Scroll”**

Será apresentada, a seguir, uma breve discussão sobre as vantagens deste tipo de compressor.

A Figura 3.29 contém uma fotografia mostrando três tipos desse compressor.



Figura 3.29 – Compressores tipo espiral ou “Scroll”.

Os compressores tipo espiral requerem poucas partes móveis em comparação com os compressores a pistão. Devido à baixa velocidade de deslizamento em todos os pontos de contato, ao mecanismo de precisão e à tolerância ajustada dos elementos do parafuso, é possível usar contato físico entre ambas as espirais como um vedante, eliminando, assim, a necessidade de usar um grande volume de óleo como vedante. O contato físico entre as espirais também tem a vantagem de eliminar os espaçamentos e reduzir as fugas, sendo possível criar compressores de alto rendimento com máquinas de menor deslocamento.

Os compressores tipo espiral são máquinas silenciosas e de baixa vibração. O ruído gerado por um compressor tipo espiral é relativamente independente da pulsação do gás e está geralmente associado com os dispositivos mecânicos (as espirais encaixadas e deslizantes). As irregularidades no mecanismo dos elementos dos compressores tipo espiral podem provocar contato mecânico durante o seu funcionamento. No caso dos compressores tipo espiral para ar condicionado, não existe válvula de descarga interior, a qual ajuda a reduzir o ruído ao eliminar as mudanças abruptas de fluxo. Nos compressores tipo espiral de refrigeração, uma válvula é usada para melhorar a eficiência em condições onde a evaporação se dá com dificuldades, desenhada especialmente para minimizar seu impacto sobre o ruído do compressor. A vibração do compressor é minimizada com o uso de

contrapesos balanceados dinamicamente e com a utilização de um processo de compressão contínua é minimizada, também, a pulsação de torque associada.

Como os dois elementos de precisão do compressor de parafuso definem completamente o processo de compressão, não é necessário utilizar uma armadura para colocar a montagem de forma precisa dentro do compressor. Aproveitando as vantagens desta capacidade intrínseca do projeto, as espirais podem alinhar-se por si mesmas livremente durante a operação do compressor. Esta capacidade é chamada de conformidade e é de grande importância para o manuseio do refrigerante em estado líquido durante condições de inundação e também de pequenas quantidades de impurezas que podem estar presentes no sistema. Essencialmente, a conformidade permite que as espirais se separem ligeiramente perante os excessos de pressão associados com a presença de um grande volume de líquido.

### **3.2.3. Ciclo teórico e ciclo real para compressão de vapor**

#### **3.2.3.1. Ciclo teórico e evolução real do fluido**

As evoluções do fluido, no interior dos componentes das máquinas térmicas genéricas, podem realizar-se com mais ou menos imperfeições.

##### **a. Ciclo teórico**

Por máquina ideal ou perfeita, entenda-se como aquela em que são atendidas as hipóteses descritas a seguir.

- i. As trocas térmicas entre o condensador e o meio exterior a ser esquentado e entre o evaporador e o seu meio exterior se efetuam de forma reversível. Então, isto supõe uma diferença de temperatura infinitamente pequena e, portanto, superfícies de troca de calor infinitamente grandes e vazão dos fluidos exteriores também infinitamente grandes. A Figura 3.30 representa o ciclo que descreve o comportamento do fluido nesta máquina ideal.
- ii. A circulação do fluido refrigerante se dá sem perda de carga.
- iii. O compressor é isentrópico.

Evidentemente, o ciclo completo da máquina é irreversível, uma vez que a expansão é irreversível.

A reversibilidade completa do ciclo implicaria que a expansão se realizaria na turbina isentrópica, o que necessitaria de um correspondente trabalho mecânico.

O diagrama da Figura 3.30 contém o diagrama temperatura - entropia de um ciclo teórico de manipulação da pressão sobre uma substância, descrito pelo percurso fechado demonstrado no gráfico pela linha em circuito fechado que passa pelos pontos 1, 2, 3, 4 e retorna ao ponto 1.

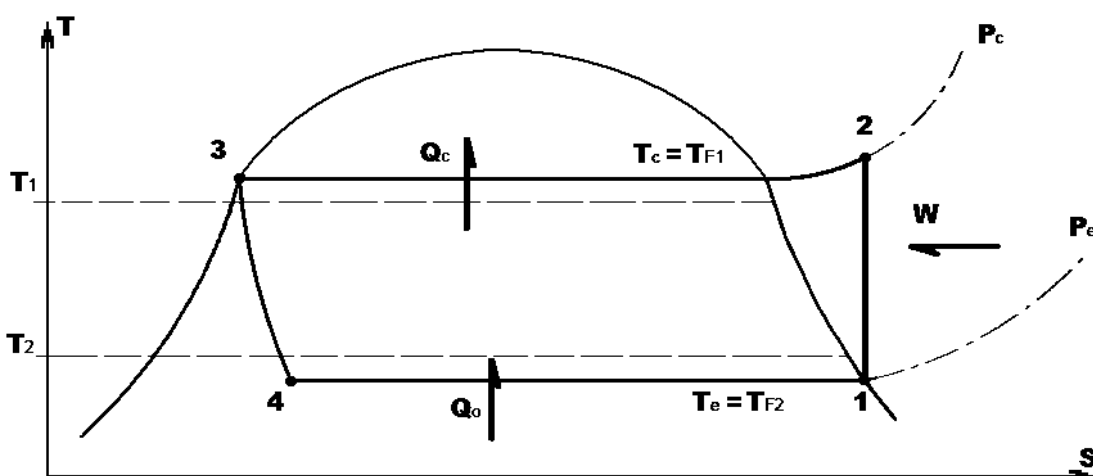


Figura 3.30 - Ciclo teórico: diagrama temperatura – entropia.

O ciclo teórico ou ideal considera a transferência de calor no condensador e evaporação sem perdas de pressão, um compressor adiabático (isentrópico) reversível e uma válvula de expansão adiabática, conectada por meio de tubulação sem perdas de pressão e sem transferência de calor para o ambiente.

No diagrama da Figura 3.30, o refrigerante sai do evaporador no ponto 1 como vapor saturado, a baixa pressão e baixa temperatura e entra no compressor, onde é comprimido reversível e adiabaticamente (compressão isentrópica).

No ponto 2, o fluido sai do compressor no estado superaquecido, a alta temperatura e a alta pressão, e entra no condensador onde é resfriado e condensado à pressão constante.

No ponto 3, o refrigerante deixa o condensador como líquido saturado, a alta pressão e temperatura mediana e entra na válvula de expansão onde é expandido de forma irreversível e adiabática (entalpia constante).

No ponto 4, o refrigerante sai da válvula de expansão como vapor e líquido, a baixa temperatura e baixa pressão, sendo conduzido ao evaporador, onde é evaporado reversivelmente à pressão constante para o estado saturado no ponto 1, fechando o ciclo.

A transferência de calor pelo evaporador ocorre sem diferença de temperatura finita entre o fluido que fornece calor e o fluido que absorve calor, exceto durante o processo de resfriamento no condensador.

Seguindo o ciclo do diagrama e destacando os valores de temperatura, pressão, volume e entropia, na Figura 3.30, tem-se:

- **Trajeto do ponto 1 ao ponto 2** - ocorre a compressão isentrópica (adiabática reversível) desde  $P_e$  até  $P_c$ . Com isso, ocorre o aumento da temperatura do fluido. O ponto 2 se encontra na intersecção da isentrópica que passa pelo ponto 1 e a isobárica (a pressão constante) de  $P_c$ . O compressor é o responsável pelo aumento da pressão.
- **Trajeto do ponto 2 ao ponto 3** - ocorre a resfriamento e condensação do fluido, à pressão constante  $P_c$ , pela serpentina do condensador. O fluido se condensa à temperatura  $T_c$ , cedendo calor a um meio exterior a uma temperatura  $T_c - \delta T_c$ , sendo  $\delta T_c$  uma variação no valor de  $T_c$  infinitamente pequena. O resfriamento reversível dos vapores, desde  $T_c$  até  $T_2$ , exigiria o uso de um infinito número de fontes com temperaturas compreendidas entre  $T_c$  e  $T_2$ .
- **Trajeto do ponto 3 ao ponto 4** - ocorre a expansão isentálpica do fluido, não reversível. Para isto é usada uma válvula de expansão.

- **Trajeto do ponto 4 ao ponto 1** - ocorre a evaporação do líquido no evaporador, à pressão constante  $P_e$  e à temperatura  $T_e$ , retirando calor do meio exterior, passando para uma temperatura  $T_e - \delta T_e$ , sendo  $\delta T_e$  uma variação no valor de  $T_e$  infinitamente pequena.

Esse ciclo fechado é considerado ideal por estar sempre operando em regimes com grandezas constantes, seja volume, temperatura ou pressão. Como essas variações desprezam imperfeições ou perdas, esse ciclo é considerado ideal.

## **b. Evolução real**

Tendo em vista as considerações feitas anteriormente, pode-se saber onde se encontram as imperfeições das máquinas reais:

- i. A superfície dos condensadores não pode ser infinita, nem se dispõem de um número infinito de fontes com temperatura entre  $T_2$  e  $T_3$ . A máquina térmica aproximar-se-á mais da máquina ideal ou perfeita quanto maior for o condensador e, por conseguinte, menor será a diferença entre  $T_c$  e a temperatura do meio exterior.
- ii. As mesmas considerações do item anterior podem ser feitas para os evaporadores.
- iii. Os compressores não são isentrópicos.
- iv. A circulação do fluido se faz com perdas de carga. A magnitude dessas perdas (maior ou menor) dependerá do projeto da tubulação que conduz o fluido e dos dispositivos usados. Quanto menor a magnitude das perdas de carga, mais se aproximará da máquina perfeita.

### **b.1. Perdas de carga e perdas térmicas**

A circulação do fluido refrigerante, nos tubos e trocadores de calor, causa perdas de carga que se traduzem em:

- i. A pressão de descarga do compressor é superior à pressão média de condensação do fluido refrigerante.
- ii. A pressão de aspiração do compressor é inferior à pressão média de evaporação.

É importante dizer que em uma bomba de calor é interessante compensar as perdas térmicas do compressor. Isto pode ser feito de várias maneiras:

- i. Circulando água de refrigeração (em grandes compressores). A água do condensador circula depois pelo compressor.
- ii. Colocando o compressor na corrente de ar que passa pelo condensador.
- iii. Recuperando o calor no condensador (evitando que o compressor se esfrie).

### b.2. Evolução de um ciclo de uma máquina real

O diagrama pressão - entalpia apresentado na Figura 3.31 mostra o desenvolvimento de um ciclo de operação de uma máquina térmica real.

A seqüência de evolução do ciclo se dá na ordem crescente da numeração ao longo da curva.

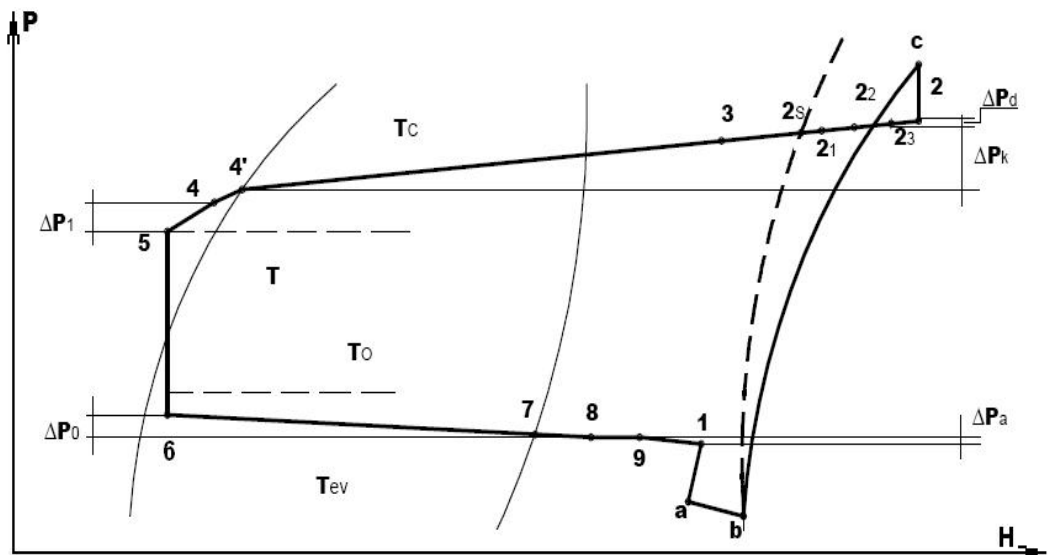


Figura 3.31 - Ciclo real: diagrama pressão - entalpia.

### Legenda da Figura 3.31

$T_c$	Temperatura na entrada do meio que envolve o condensador.
$T_o$	Temperatura na entrada do meio que envolve o evaporador.
1-a	Perda de carga na válvula de aspiração do compressor.
a-b	Aquecimento devido à transferência de calor para o fluido.
b-c	Compressão real não isentrópica e entalpia crescente.
c-2	Perda de carga na válvula de saída do compressor.
1-2s	Evolução numa compressão praticamente a entalpia constante.
1-2	Evolução numa compressão real.
2-3	Resfriamento e perda de carga na tubulação de descarga.
3-4	Evolução no condensador com sua perda de carga.
4'-4	Possível sub-resfriamento no condensador.
4-5	Transferência de calor e perda de carga na tubulação mais a variação de pressão por diferença de cotas.
5-6	Expansão isentálpica na válvula.
6-8	Evolução no evaporador com sua correspondente perda de carga: reaquecimento útil (evaporadores secos).
7-8	Reaquecimento útil no evaporador.
8-9	Reaquecimento útil na linha de aspiração.
9-1	Reaquecimento no útil na linha de aspiração.
$\Delta P_k$	Perda de carga no condensador.
$\Delta P_o$	Perda de carga no evaporador.
$\Delta P_a$	Perda de carga na tubulação de aspiração.
$\Delta P_d$	Perda de carga na tubulação de descarga.
$\Delta P_1$	Perda de carga na tubulação de líquido.

#### b.2.1. Compressão

O processo de compressão não se dá a entropia constante. O percurso de compressão, no princípio, tem uma pequena perda de pressão, com acréscimo de volume (trecho 1-a e trecho a-b). À medida que a pressão se eleva, ocorre um acréscimo não linear de temperatura, com um acréscimo da entalpia do fluido. Ao chegar à região do ponto 2, o sistema pode assumir algumas características, dependendo do progresso das operações:

- i. Se o compressor está mal refrigerado, a temperatura será aquela em que o ponto  $2_3$  se encontra.
- ii. Se o compressor está bem refrigerado, a temperatura será, então, aquela em que o ponto  $2_1$  se encontra.
- iii. Se o calor produzido pelas imperfeições for igual ao calor cedido, a temperatura será a do ponto  $2_2$ .

Também o tipo de compressor afeta a temperatura de descarga:

- i. Com compressor hermético, o ponto estará em  $2_3$ , pois se refrigera mal, devido à cobertura. De certa forma, pode ser entendido como uma vantagem, pois todo o calor proveniente das perdas do compressor e do motor se concentra no condensador.
- ii. No caso de um compressor semi-hermético, a refrigeração dos cilindros é mais fácil ao ambiente e a descarga estará entre  $2_1$  e  $2_2$ . Somente parte das perdas do motor é transmitida ao condensador.
- iii. Se o compressor é aberto, a descarga será em  $2_1$  ou  $2_3$ , se a carcaça estiver refrigerada. As perdas do motor não são transmitidas ao condensador.

### **b.2.2. Condensação**

Do trajeto de um dos pontos 2 ( $2_1$ ,  $2_2$  ou  $2_3$ ) até o ponto 4, o gás é refrigerado, condensado e resfriado. Normalmente, a temperatura de resfriamento é um pouco menor que a temperatura de condensação.

No diagrama da Figura 3.31 está representada a perda de carga desde a descarga do compressor até a saída do condensador, que é dada pela soma das variações de pressão, de acordo com a Equação 3.51.

$$p_{\text{carga}} = \Delta p_k + \Delta p_d \quad (3.51)$$

em que:

- $p_{\text{carga}}$  - Perda de carga total, Pa.
- $\Delta p_k$  - Perda de carga no condensador.
- $\Delta p_d$  - Perda de carga na tubulação de descarga.

### **b.2.3. Expansão**

No trajeto do ponto 5 ao ponto 6, o fluido se expandirá à entalpia constante. Ocorre a queda de pressão e de temperatura no fluido. Praticamente não ocorre variação da entalpia.

### b.2.4. Evaporação

No trajeto do ponto 6 ao ponto 1, o fluido é evaporado e resfriado no evaporador e na tubulação de aspiração. Ocorre uma pequena queda de pressão do fluido. Ao ser aspirado pelo compressor, ocorre um reaquecimento benéfico, pois o calor proveniente desse aquecimento logo será cedido no condensador. Todo o fluido é entregue ao compressor em forma de vapor. Caso isso não ocorra, o compressor pode ser danificado.

Assim, pode-se dizer que o ciclo real apresenta operações que se processam sempre com perdas ou ganhos, diferenciando sempre das características operacionais de uma máquina ideal.

### 3.2.4. Análises de operações nos diagramas teóricos e reais

Tendo como base a observação das curvas apresentadas nos gráficos para o ciclo teórico e prático, nas Figuras 3.30 e 3.31, pode-se, observar e detectar as variações de temperatura e pressão e, assim, verificar as diferenças e semelhanças, estabelecendo a comparação entre os ciclos ideal e real. Usando-se fragmentos dos dois gráficos faz-se a comparação.

#### 3.2.4.1. Etapa de compressão e aquecimento do fluido refrigerante

No período de compressão do fluido (Figura 3.32), que vai da região do ponto 1 até a região do ponto 2, o processo se dá com aumento de pressão e temperatura, sendo que, para o ciclo de Carnot, isto ocorre à entropia constante.

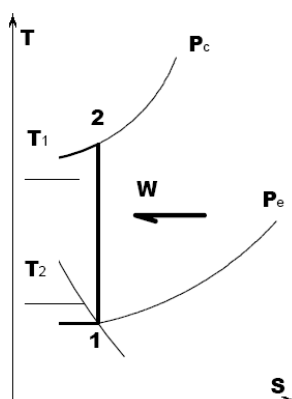


Figura 3.32 - Compressão do fluido – ciclo ideal.

Para o ciclo real (Figura 3.33), ocorre inicialmente uma pequena queda de pressão, para depois ocorrer o aumento da pressão e da temperatura e o aumento considerável da entalpia. É a única etapa onde energia, por meio do trabalho do motor-compressor, é fornecida ao sistema.

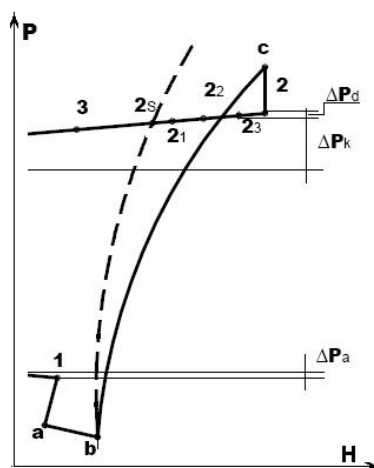


Figura 3.33 - Compressão do fluido – ciclo real.

### 3.2.4.2. Etapa de condensação e fornecimento de calor para o ambiente.

Durante a operação de condensação do fluido (Figura 3.34), ele sai da região 2 em forma de vapor superaquecido e chega à região 3 resfriado. Para o ciclo de Carnot, o processo se dá, praticamente, à pressão constante e pequena variação de temperatura, ocorrendo redução de sua entropia.

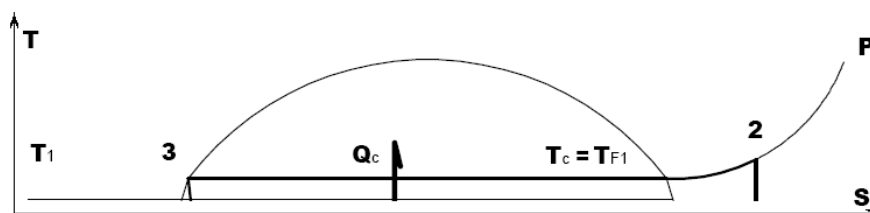


Figura 3.34 - Condensação do fluido – ciclo ideal.

Para o ciclo real (Figura 3.35), que vai da região 2, passando pela região 3 e chegando a região 4 ocorrem sensíveis decréscimos de temperatura e pressão e diminuição da entalpia. Em ambos os casos, o



pressão e de temperatura do fluido, com entalpia constante. Ao final desta etapa, também aparece fluido na fase gasosa e na fase líquida.

Durante o processo de evaporação do fluido, que vai da região 4 até a região 1, para o ciclo de Carnot, o processo se dá com pressão e temperatura constantes, ocorrendo aumento da entropia do fluido e, assim, promovendo sua evaporação.

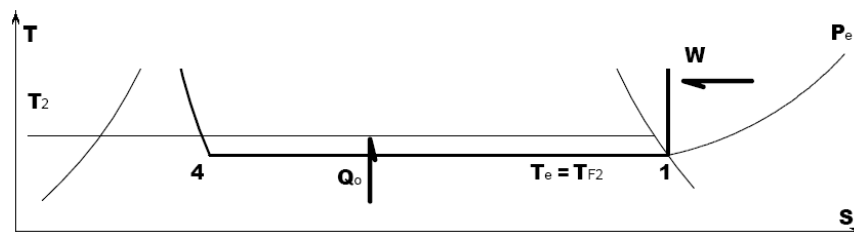


Figura 3.37 - Mudança de fase do fluido.

Para o ciclo real, que passa pelas regiões 6, 7, 8, 9 e chegando à região 1 (Figura 3.38), ocorrem pequenas quedas de temperatura e pressão e aumento de volume. Em ambos os casos, o fluido absorve calor do meio ambiente e se evapora na totalidade.

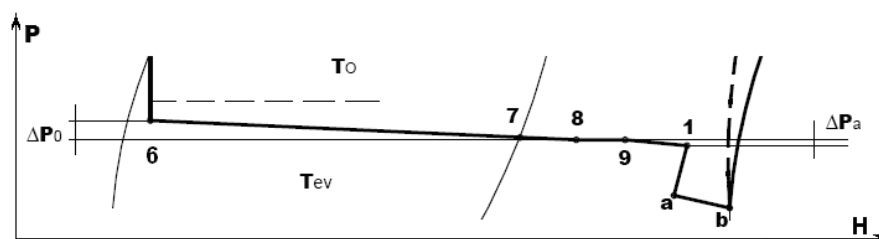


Figura 3.38 – Absorção de calor pelo fluido.

Com o retorno à região inicial, o ciclo se torna fechado. Nos processos teóricos e práticos, foi possível o fornecimento de calor, pelo condensador, para o ambiente a ser aquecido (fonte quente), a partir da absorção de calor, pelo evaporador, do ambiente a ser resfriado (fonte fria).

### 3.3. ATIVIDADE DE ÁGUA E REAÇÕES DE DETERIORAÇÃO

#### 3.3.1. Água

A molécula de água é triatômica e possui estrutura tetraédrica (Figura 3.39). Possui baixa massa molecular, pequeno volume e é diamagnética. A repulsão entre os pares de elétrons dos orbitais não ligantes do oxigênio diminui o ângulo HO–H de 109° para 105°.

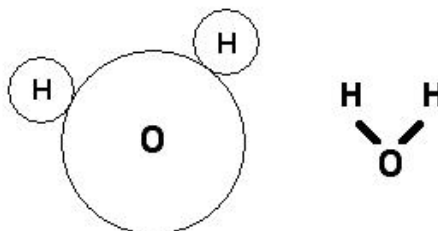


Figura 3.39 – Molécula triatômica da água.

As suas principais características, que são o reduzido volume, alto momento dipolar e elevada constante dielétrica, são responsáveis pelas propriedades da água como solvente. A molécula de água está sempre altamente associada, nunca sozinha. Ela forma pontes de hidrogênio, as quais têm forte interação entre si possuindo um orbital híbrido  $sp^2$ . Um pentâmero seria a melhor associação de moléculas de água.

Se os processos biológicos dependem das reações químicas em relação a um alimento, pode-se imaginar que a água nele existente está em três estados: (i) ligada às macromoléculas de forma que essa água, não estando livre, mantém a estrutura e não deixa o alimento se deteriorar (por exemplo: a água incorporada à proteína fazendo, assim, parte dela); (ii) em forma de multicamadas, que também não são totalmente livres para sua mobilidade; e (iii) em forma de água livre, embora não totalmente, que vai servir como solvente e permitir reações.

Um método utilizado para medir esses três estados da água é a determinação da propriedade denominada de atividade de água.

### 3.3.2. Pressão de vapor

É a pressão na qual a água entra em estado de vapor a uma dada temperatura.

A pressão de vapor de uma substância em mistura com outras é sempre menor do que quando ela está no estado puro. Ao nível do mar e temperatura igual a 100°C a pressão de vapor é definida como sendo igual a uma atmosfera (1 atm ou 760 mmHg). Abaixando-se a temperatura a 10°C a pressão de vapor diminui muito, ou seja, torna-se muito menor que 760 mmHg.

### 3.3.3. Propriedades coligativas

Adicionando-se um soluto à água, por exemplo, o cloreto de sódio, a sua temperatura de ebulição aumenta e a de congelamento diminui. O cloreto de sódio causa uma diminuição na pressão de vapor. Como a pressão de vapor da água com solutos é menor em relação à água pura, deve-se aumentar a temperatura para que a pressão se torne normal em relação à água pura.

### 3.3.4. Atividade de água

A atividade de água é a relação entre a pressão de vapor de água em equilíbrio sobre o alimento e a pressão de vapor da água pura, à mesma temperatura, que expressa o teor de água livre no produto:

$$a_w = \frac{p_s}{p_o} \quad (3.52)$$

em que:

- $a_w$  - Atividade de água, adimensional.
- $p_s$  - Pressão de vapor de saturação, Pa.
- $p_o$  - Pressão de vapor da água pura, Pa.

#### 3.3.4.1. Atividade de água e a conservação dos alimentos

A variação da pressão de vapor da água devido à interação com componentes de um alimento é um indicador da quantidade de água de

constituição do alimento. Portanto, os valores de  $a_w$  indicam quais as chances o alimento tem de se deteriorar.

O valor máximo da atividade de água é igual à unidade na água pura. Alimentos com valores de atividade acima de 0,90 têm grande chance de sofrer contaminação microbiológica, uma vez que as soluções diluídas dos alimentos servem de substrato para o crescimento de microorganismos.

Para valores de atividade de água na faixa de 0,40 a 0,80, as reações químicas e enzimáticas ficam favorecidas, pois ocorre aumento da concentração dos reagentes. A partir de valores de atividade de água menores ou iguais a 0,60, tem-se pequeno ou nenhum crescimento de microorganismos.

Quando a atividade de água alcança valores inferiores a 0,30, atinge-se a zona de adsorção primária, na qual não há dissolução dos componentes do alimento pela água, o que reduz a velocidade das reações, com exceção da oxidação lipídica, pois esta pode ocorrer tanto para valores baixos quanto elevados de atividade de água. Em termos gerais, diminuindo-se a atividade de água, o alimento é conservado por mais tempo.

#### **3.3.4.2. Isotermas de adsorção de água**

O valor relativo ao teor de água de um alimento não fornece informações sobre suas propriedades, uma vez que estas são influenciadas pela composição do alimento, de forma que, dentro de um alimento existem moléculas de água com diferentes propriedades. Isso é provado por meio das curvas do teor de água em função da atividade de água de um alimento, obtidas a partir da sua secagem e da sua hidratação, à temperatura constante. Essas curvas são denominadas de isotermas de adsorção de água e a diferença entre elas é chamada de histerese. Os valores de  $A_w$  nunca coincidem em adsorção e absorção. Assim, a isoterma de adsorção é um parâmetro a mais para se conhecer o comportamento do alimento. Adsorção da água é dada pela relação de massa de água pela massa de material seco. A Figura 3.40 contém o gráfico da isoterma de adsorção de água (MELO, 2007).

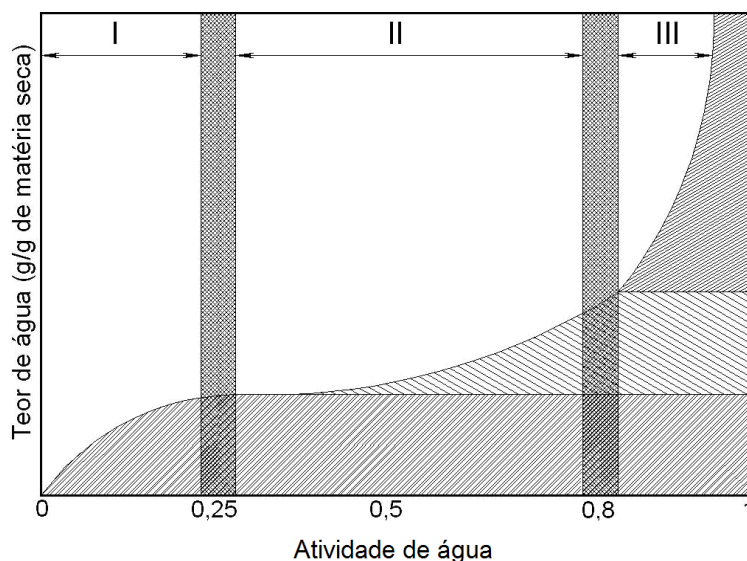
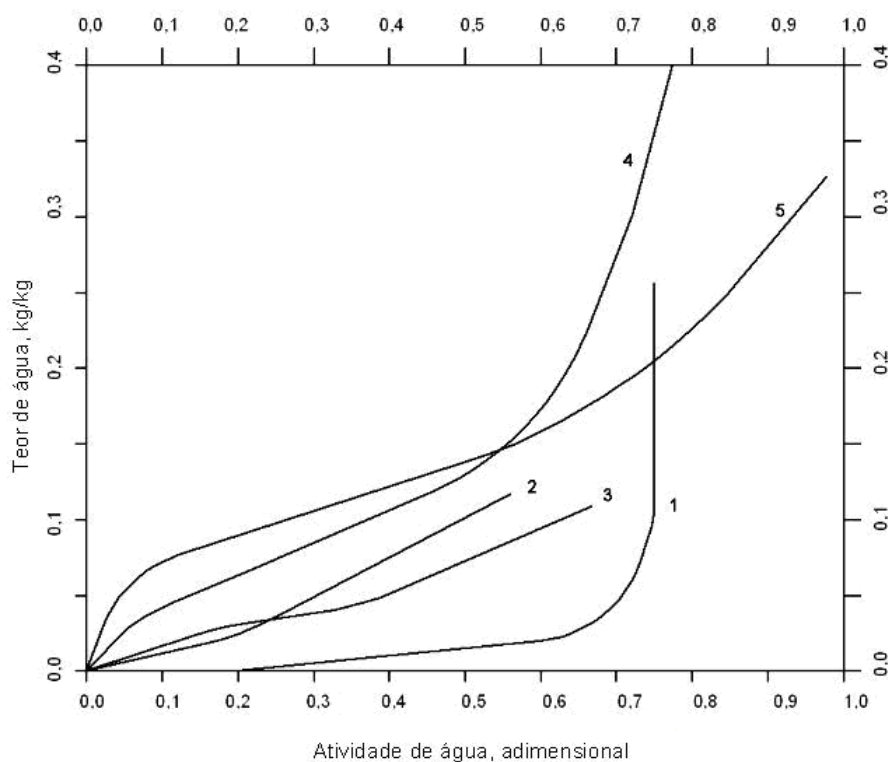


Figura 3.40 - Gráfico da isoterma de adsorção de água.

Na região I do gráfico, tem-se a chamada região de monocamada, na região II, a região de multicamadas e na região III, a região de condensação capilar, onde se tem a situação de água livre.

O gráfico da Figura 3.41 contém diversas curvas que representam as isotermas de adsorção, variando de acordo com a temperatura na qual ocorre o processo (MELO, 2007).



Figuras 3.41 - Isotermas de adsorção em função da temperatura.

Para temperaturas menores, no processo de adsorção, a atividade de água será menor para temperaturas mais baixas.

Com o aumento das temperaturas, a atividade de água poderá atingir valores próximos do seu valor máximo ( $a_w = 1$ ).

#### **3.3.4.3. Atividade de água e temperatura**

Os valores de teor de água de um material capilar-poroso, em equilíbrio com a pressão de vapor de água do ambiente onde se encontra, são diferentes quando o equilíbrio é atingido por adsorção ou dessorção. A diferença entre as duas curvas assim obtidas é chamada de histerese, como mostrado na Figura 3.42 (PRADO FILHO e SABBAGH, 1993).

Quanto maior for a temperatura, maior será a pressão de vapor de água, então haverá um deslocamento das isotermas. A Figura 3.43 contém várias curvas de isotermas de dessorção em função da temperatura (CORRÊA et al., 2005; MELO, 2007).

A atividade de água no interior de um refrigerador é menor do que no meio externo, porque a pressão de vapor de água ali é menor. Desta forma, a atividade de água depende da temperatura.

Um produto alimentício com elevado teor de lípidos se for armazenado à temperatura ambiente, absorve umidade dele, favorecendo o crescimento de microorganismos e a oxidação lipídica. Portanto, esse tipo de produto deve ser armazenado sob refrigeração, onde a sua atividade de água estará na região de multicamadas.

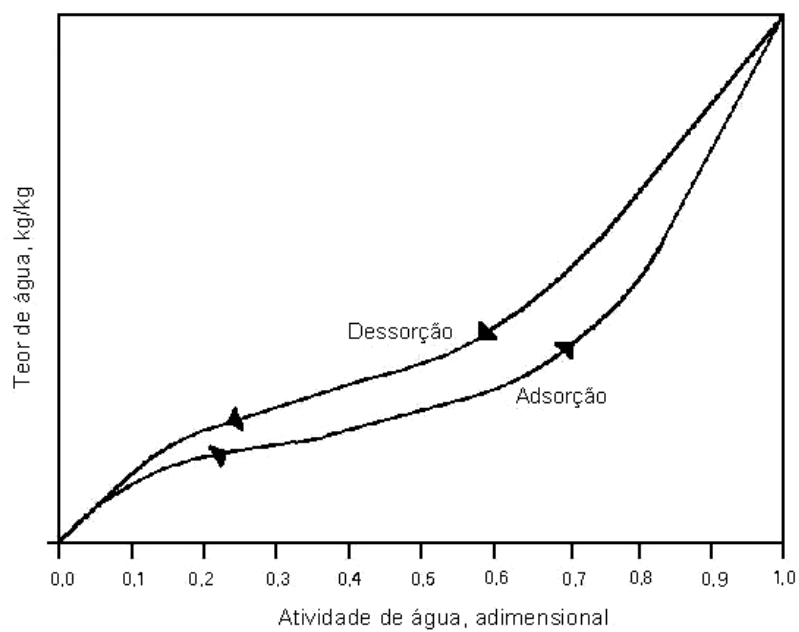


Figura 3.42 – Isotermas de adsorção e dessorção de água, mostrando a histerese.

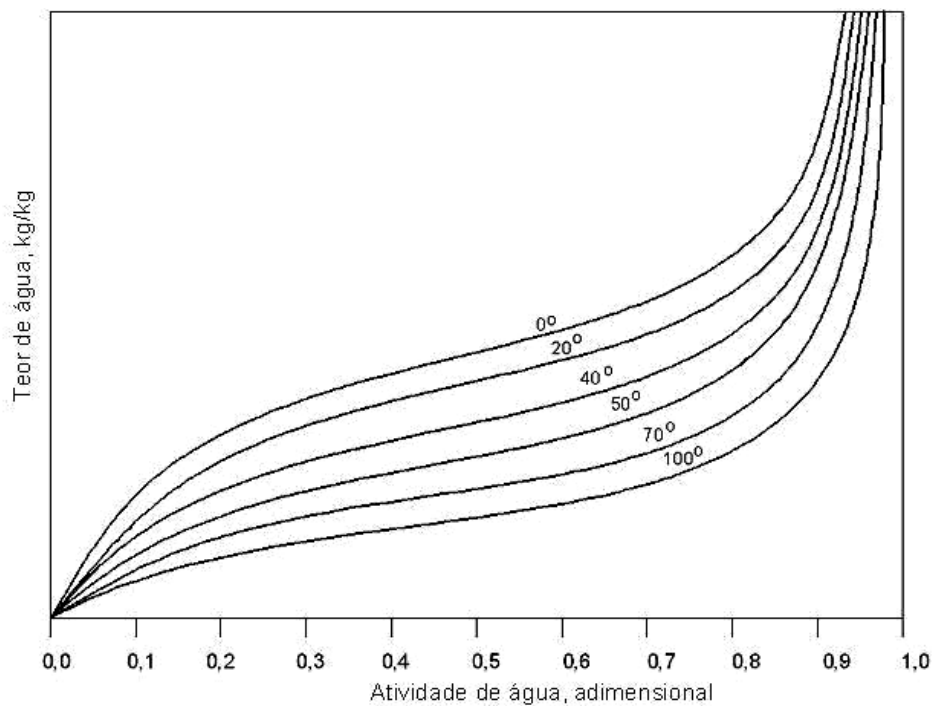


Figura 3.43 – Isotermas de dessorção de água para diversas temperaturas.

#### 3.3.4.4. A atividade de água e umidade relativa do ar

A atividade de água também varia de acordo com a umidade relativa do ar, ou seja, ocorre troca de água entre o sistema e o alimento de acordo com as características descritas a seguir:

- **Aw do sistema é menor que Aw do alimento** - o alimento perde água até os dois entrarem em equilíbrio.
- **Aw do sistema é maior que Aw do alimento** - o alimento absorve água até os dois entrarem em equilíbrio.

A umidade relativa do ar na atmosfera do ambiente de armazenamento é dada pela atividade de água expressa em valores percentuais.

$$\varphi = 100a_w \quad (3.35)$$

em que:

$\varphi$  - Umidade relativa do ar na atmosfera de armazenamento, %.

#### 3.4. AERAÇÃO E RESFRIAMENTO DE GRÃOS ARMAZENADOS

A aeração consiste em forçar a passagem de ar, com fluxo adequado, através da massa de grãos, objetivando a prevenção ou solução de problemas relativos à conservação de produtos agrícolas.

A aeração visa sempre resfriar as regiões da massa de grãos que estiverem aquecidos, uniformizando a sua temperatura, além de regular o teor de água do produto. Dentre outras funções da aeração destacam, ainda, a remoção de odores e até a própria secagem dentro de certos parâmetros.

Quando se deseja armazenar produtos a granel, mesmo em condições ideais de teor de água do produto, por tempo prolongado, a aeração é extremamente necessária para evitar o aumento da temperatura interna ao silo e com isso evitar a danificação do produto por depreciação.

O resfriamento da massa de grãos possibilita a formação de um micro clima dentro da massa de grãos que, de acordo com suas características, será

benéfico à conservação dos grãos. Silva et al. (2008) destaca algumas situações dentro do microclima na massa de grãos:

- Inibir a atividade de insetos de origem tropical e subtropical, que atacam os grãos armazenados. As condições ideais de desenvolvimento são definidas na faixa entre 23 e 35°C e com umidade relativa próxima de 70%. Mantendo a temperatura entre 17 a 22°C, a uma umidade relativa inferior a 30% inibem o desenvolvimento de algumas espécies.
- Inibir o desenvolvimento da microflora, uma vez que o teor de umidade do produto, a temperatura e a umidade relativa do ambiente dentro da massa de grãos influenciam o desenvolvimento da microflora. Sabe-se que grãos com teor de água de até 15% (b.u.) podem ser armazenados por maiores períodos de tempo, se a temperatura for baixa (8 a 10°C) e a umidade relativa não ultrapassar 70%. Em alguns casos, em regiões de clima tropical e subtropical, é difícil estabelecer estas condições por meio de aeração.
- Aerações sucessivas podem provocar aglomerações de grãos, formando verdadeiros blocos ou concentração de resíduos finos, o que passa a dificultar ou obstruir a passagem do ar. Torna-se necessária a movimentação da massa de grão utilizando-se um homogeneizador ou por meio da troca de um silo para outro (técnica da transilagem), e, ainda, promovendo também a limpeza do produto.
- Para preservar a qualidade dos grãos, testes de germinação são utilizados para avaliar a viabilidade dos grãos armazenados. Grãos cuja viabilidade é reduzida são mais vulneráveis ao ataque de fungos e, portanto, mais susceptíveis ao processo de deterioração. As modificações químicas que ocorrem nos grãos durante a armazenagem são muito lentas e, às vezes, até insignificantes, em baixa temperatura. A velocidade das reações químicas que ocorrem nos alimentos armazenados pode ser reduzida à metade quando a temperatura decresce em 10°C.

Lazzari et al. (2006) pesquisaram o efeito do resfriamento artificial de grãos de arroz para o controle de coleópteros-praga. O ar frio foi insuflado pelo sistema de aeração em um silo metálico com arroz-em-casca. A avaliação do tratamento foi feita quinzenalmente usando armadilhas caladores.

As espécies de Coleóptera capturadas foram *Oryzaephilus surinamensis* (60%); *Cryptolestes ferrugineus* (9%); *Rhyzopertha dominica* (16,5%) e *Sitophilus spp.* (0,5%). Aos 28 dias, a temperatura média da massa de grãos era de 15°C, e o número médio de insetos havia diminuído 76,8%. A aplicação de ar frio manteve as populações sob controle por, aproximadamente, 60 dias.

Os resultados do monitoramento dos insetos e da temperatura indicaram que um novo ciclo de ar frio deveria ser aplicado nesse período para manter as populações sob controle.

O conteúdo de água do grão manteve-se praticamente inalterado ao longo do experimento, em torno de 14%, que afirma que o resfriamento é capaz de manter o teor de água do grão com uma variação mínima.

A aeração possibilita a supervisão do sistema e do produto durante a armazenagem. Os grãos armazenados em silos formam um ecossistema característico, em estado latente, no qual todas as atividades bióticas são imperceptíveis. Esta condição de aparente inatividade deve ser mantida pelo maior tempo possível, desde que o processo não resulte em perda de qualidade do produto armazenado.

### **3.5. PSICROMETRIA**

A parte da termodinâmica que trata da quantificação do vapor de água presente na atmosfera é a psicrometria ou higrometria. É importante para o dimensionamento de sistemas de acondicionamento de ambientes, estimativa do tempo e da quantidade de energia requeridos para a secagem de produtos agrícolas e controle da umidade do ar dentro de uma unidade armazenadora de produtos perecíveis (ZOLNIER, 1994).

A umidade do ar é determinada indiretamente por meio da pressão parcial exercida pelo vapor de água na atmosfera.

O ar é constituído por uma mistura de gases (nitrogênio, oxigênio, dióxido de carbono e outros), vapor de água e contaminantes (partículas sólidas em suspensão e outros gases).

A composição do ar seco apresenta pequenas variações em função da localização geográfica e altitude, o que na prática podem ser consideradas constantes. A quantidade de vapor de água presente no ar ambiente varia entre quase zero e pouco menos que 4% em volume (LOPES et al., 2003).

As principais propriedades da mistura ar seco e vapor de água são a temperatura de bulbo seco, a temperatura de bulbo molhado, a temperatura de ponto de orvalho, a umidade relativa, a razão de mistura, o grau de saturação, a pressão parcial de vapor, a pressão de saturação, a entalpia e o volume específico. Para determinada pressão, todas estas propriedades podem ser determinadas se pelo menos duas delas forem conhecidas. (NAVARRO e NOYES, 2001; WILHELM, 1976).

### **3.5.1. Principais propriedades psicrométricas do ar**

#### **3.5.1.1. Temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo molhado**

A temperatura de bulbo seco é aquela medida com um termômetro comum. Caso o termo temperatura seja utilizado sem especificação deve-se entender como sendo a temperatura de bulbo seco (LOPES et al., 2003).

A temperatura de bulbo molhado é obtida cobrindo-se o bulbo de um termômetro comum (de bulbo seco) com um tecido de algodão embebido em água destilada e resfriando-o com ar na velocidade mínima de 5 m/s (LOPES et al., 2003).

Segundo Navarro e Noyes (2001), ao usar o psicrômetro usando os dois termômetros (bulbos seco e molhado), quando o ar não está saturado a água presente no tecido evapora, retirando o calor latente que circunda o bulbo do termômetro e provocando o resfriamento do elemento sensível. Como o termômetro de bulbo seco se mantém em equilíbrio térmico com o ar, a diferença de temperatura entre os dois termômetros é tanto maior quanto

menor for a umidade relativa do ar. Por outro lado, estando o ar saturado, nenhuma perda de calor será detectada e os dois termômetros devem fornecer o mesmo valor de temperatura.

Lopes et al. (2008) afirma que a temperatura medida pelo termômetro de bulbo molhado será a temperatura psicrométrica do bulbo molhado. A temperatura alcançada quando o ar úmido sofre um processo de resfriamento adiabático, devido à evaporação da água no ar, e atinge a temperatura da água, mantendo-se à pressão constante, é temperatura de bulbo molhado termodinâmica ou temperatura de equilíbrio. Na prática as temperaturas de bulbo molhado termodinâmica e psicrométrica são consideradas iguais.

Quando não é conhecida, a temperatura de bulbo molhado pode ser obtida de maneira iterativa a partir da temperatura de bulbo seco e da umidade relativa ou da temperatura de bulbo seco e da temperatura de ponto de orvalho (NAVARRO e NOYES, 2001; WILHELM, 1976).

### **3.5.1.2. Pressão de vapor e pressão de saturação**

No caso do gelo, as moléculas de água, à medida que são aquecidas, se movem cada vez mais rapidamente chegando a se libertarem de suas posições fixas e criando grupos de moléculas que se movem aleatoriamente. Quando isto acontece, diz-se que o gelo derreteu e se transformou em água líquida. Algumas moléculas se movem com velocidades tão altas que escapam do campo de atração com as outras moléculas e entram na atmosfera. Estas moléculas constituem o vapor de água e exercem uma pressão no ambiente conhecida como pressão de vapor de água ou pressão parcial de vapor de água (NAVARRO e NOYES, 2001).

Um sistema estará em equilíbrio quando o número de moléculas em estado líquido é igual ao número de moléculas em estado gasoso. Quando isto acontece diz-se que o espaço sobre o líquido está saturado e o vapor de água exerce a pressão de saturação (NAVARRO e NOYES, 2001). Ou seja, quando o ar contém o máximo de vapor de água permissível diz-se que o ar se encontra saturado e a pressão de vapor nessa circunstância é dita máxima ou de saturação. A quantidade de vapor existente em uma determinada atmosfera

depende da temperatura em que está. Temperaturas mais elevadas permitem a existência de maior quantidade de vapor (LOPES et al., 2008).

O vapor de água exerce pressão em todas as direções e esta pressão depende da concentração de vapor. Se a quantidade de vapor não é suficiente para saturar o ar, sua pressão é chamada pressão parcial de vapor ou pressão de vapor, senão é chamada pressão de saturação.

A pressão de saturação aproximadamente dobra a cada 12°C acrescidos na temperatura. Pode ser determinada utilizando-se a Equação 3.36 ou a 3.37, propostas por Wilhelm (1976), dependendo da faixa de temperatura considerada. A Equação 3.36 é aplicada para a faixa de temperatura de  $233,16 \text{ K} \leq T \leq 273,16 \text{ K}$  e a Equação 3.37, para a faixa de temperatura de  $273,16 \text{ K} < T \leq 393,16 \text{ K}$ .

$$\ln(P_{vs}) = 24,2779 - \frac{6238,64}{T} - 0,344438 \ln(T) \quad (3.36)$$

$$\ln(P_{vs}) = -\frac{7511,52}{T} + 89,63121 + 0,02399897 T - 1,1654551 \times 10^{-5} T^2 - 1,2810336 \times 10^{-8} T^3 + 2,0998405 \times 10^{-11} T^4 - 12,150799 \ln(T) \quad (3.37)$$

em que:

$P_{vs}$  - Pressão de saturação de vapor, Pa.

$T$  - Temperatura, K.

Outras equações também podem ser utilizadas nos cálculos da pressão de saturação. Por exemplo, a Equação 3.38, proposta por Hunter (1987), que apresenta exatidão de 0,3% para temperaturas entre 0 °C e 100 °C ou a Equação 3.39, apresentada por Zolnier (1994) e Lopes et al. (2008).

$$P_{vs} = \frac{6 \times 10^{25}}{1000 T^5} \exp\left(-\frac{6800}{T}\right) \quad (3.38)$$

$$P_{vs} = 0,6107810 \times 10^{\{[7,5(T-273,15)]/[237,3+(T-275,15)]\}} \quad (3.39)$$

Para temperaturas entre 0°C e 374°C, Johannsen (1981) sugere a aplicação da Equação 3.40.

$$P_{vs} = 22087,837 \exp \left( \frac{0,01}{T} (100,976 - T) \sum_{i=1}^8 F_i (0,65 - 0,01 (T - 273,16))^{i-1} \right) \quad (3.40)$$

Os coeficientes  $F_i$  são dados a seguir:

$$\begin{array}{ll} F_1 = -741,9242 & F_3 = -11,552860 \\ F_2 = -29,7210 & F_4 = -0,8685635 \\ F_5 = 0,1094098 & F_7 = 0,2520658 \\ F_6 = 0,4399930 & F_8 = 0,05218684 \end{array}$$

A pressão parcial de vapor pode ser determinada conhecendo-se a razão de mistura do ar, por meio da Equação 3.41 (NAVARRO e NOYES, 2001; WILHELM, 1976). Outra possibilidade é a Equação 3.42, apresentada por Zolnier (1994) e Lopes et al. (2008), que se baseia nas temperaturas de bulbo seco e bulbo molhado.

$$P_V = \frac{P_{atm} R}{0,622 + R} \quad (3.41)$$

$$P_V = P_{VBM} - A P_{atm} (T_{BS} - T_{BM}) \quad (3.42)$$

em que:

- $P_V$  - Pressão parcial de vapor, kPa.
- $P_{atm}$  - Pressão atmosférica, kPa.
- $R$  - Razão de mistura, kg vapor de água / kg ar seco.
- $P_{VBM}$  - Pressão de saturação à temperatura de bulbo molhado, kPa.
- $A$  - Constante do psicrômetro, igual a  $6,7 \times 10^{-4}$  para psicrômetros aspirados e  $8,0 \times 10^{-4}$  para psicrômetros não aspirados,  $^{\circ}\text{C}^{-1}$ .
- $T_{BS}$  - Temperatura de bulbo seco,  $^{\circ}\text{C}$ .
- $T_{BM}$  - Temperatura de bulbo molhado,  $^{\circ}\text{C}$ .

### 3.5.1.3. Umidade específica, umidade absoluta e razão de mistura

#### Umidade específica

A umidade específica do ar é a massa de vapor de água contida em uma unidade de massa da mistura de ar seco e vapor de água, expressa em grama

de vapor de água por grama de ar, ou quilograma de vapor de água por quilograma de ar. Esta propriedade pode ser calculada utilizando-se a Equação 3.43 (ZOLNIER, 1994).

$$w = \frac{0,622 P_V}{P_{atm} - 0,378 P_V} \quad (3.43)$$

em que:

$w$  - Umidade específica do ar, kg vapor de água / kg ar úmido;

### Umidade absoluta

A umidade absoluta é a relação entre a massa de vapor de água e o volume ocupado pelo ar úmido, expressa em gramas de vapor de água / m<sup>3</sup> ou quilogramas de vapor de água / m<sup>3</sup> (LOPES et al., 2008).

### Razão de mistura

A razão de mistura é a razão entre a massa de vapor de água e a massa de ar seco em um dado volume de mistura (LOPES et al., 2008; ZOLNIER, 1994). Em geral, o valor da razão de mistura aumenta com o acréscimo da temperatura.

Quando as temperaturas de bulbo seco e de bulbo molhado são conhecidas, a razão de mistura pode ser calculada por meio da Equação 3.44 (WILHELM, 1976) ou Equação 3.45 (NAVARRO e NOYES, 2001).

$$R = \frac{(2501 - 2,41 T_{BM}) R_S - 1,006 (T_{BS} - T_{BM})}{2501 + 1,775 T_{BS} - 4,186 T_{BM}} \quad (3.44)$$

$$R = R_S - (4,042 \times 10^{-4} + 5,816 \times 10^{-7} R_S)(T_{BS} - T_{BM}) \quad (3.45)$$

em que:

$R_S$  - Razão de mistura à pressão de saturação, kg vapor de água/kg ar seco.

### 3.5.1.4. Umidade relativa

A umidade relativa do ar é a relação entre a quantidade de vapor de água presente no ambiente e aquela que prevaleceria em condições saturadas, à mesma temperatura, sendo expressa em porcentagem. Ou seja, é a razão entre a pressão parcial de vapor exercida pelas moléculas de água presentes no ar e a pressão de saturação, na mesma temperatura, como mostra a Equação 3.46 (LOPES et al., 2008; NAVARRO e NOYES, 2001; ZOLNIER, 1994). Quanto menor a umidade relativa maior será a capacidade do ar em absorver água. No caso de processamento de grãos, quanto menor a umidade relativa maior será a capacidade de secagem.

$$\varphi = 100 \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (3.46)$$

em que:

$\varphi$  - Umidade relativa, %.

De acordo com Navarro e Noyes (2001), em países tropicais, a umidade relativa do ar é geralmente bastante alta, alcançando valores da ordem de 70% ou mais durante o dia. Em desertos, a umidade relativa é baixa, da ordem de 20%.

### 3.5.1.5. Grau de saturação

O grau de saturação é a relação entre a razão de mistura atual e a razão de mistura do ar em condições de saturação, à mesma temperatura e pressão, podendo ser calculado por meio da Equação 3.47 (LOPES et al., 2008; NAVARRO e NOYES, 2001).

$$G_s = 100 \frac{R}{R_s} \quad (3.47)$$

em que:

$G_s$  - Grau de saturação, %.

### 3.5.1.6. Volume específico e massa específica do ar

#### Volume específico

O volume específico do ar é definido como o volume de ar por unidade de massa de ar seco, sendo expresso em m<sup>3</sup>/kg de ar seco. Esta propriedade pode ser calculada utilizando-se a Equação 3.48, apresentada por Navarro e Noyes (2001) e Wilhelm (1976), ou a Equação 3.49, apresentada por Zolnier (1994).

$$V_e = \frac{0,28705 T}{P_{atm}} (1 + 1,6078 R) \quad (3.48)$$

$$V_e = 100 \left[ \frac{T}{348,37 (P_{atm} - P_v)} \right] \quad (3.49)$$

em que:

$V_e$  - Volume específico do ar, m<sup>3</sup> / kg de ar seco.

#### Massa específica

De acordo com Navarro e Noyes (2001) e Zolnier (1994), a massa específica do ar é o inverso do volume específico, expressa em kg de ar seco / m<sup>3</sup> (Equação 3.50).

$$\rho = \frac{1}{V_e} \quad (3.50)$$

em que:

$\rho$  - Massa específica do ar, kg de ar seco / m<sup>3</sup>.

O uso do volume específico do ar em termos de massa de ar seco torna os cálculos de outras propriedades, como entalpia e razão de mistura, por exemplo, mais fáceis (NAVARRO e NOYES, 2001).

A potência requerida pelo ventilador em um sistema de secagem é afetada pelo volume específico do ar (LOPES et al., 2007).

### 3.5.1.7. Temperatura de ponto de orvalho

A temperatura de ponto de orvalho é a temperatura na qual o vapor de água começa a se condensar por um processo de resfriamento, mantendo-se constantes a pressão e a razão de mistura (LOPES et al., 2008; ZOLNIER, 1994).

Wilhelm (1976) propõe a utilização de três equações para o cálculo da temperatura de ponto de orvalho, dependendo da faixa de temperatura do ar considerada. Para  $T \leq 0 \text{ }^\circ\text{C}$  o autor recomenda a utilização da Equação 3.51, para  $0 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 50 \text{ }^\circ\text{C}$ , a Equação 3.52 e para  $50 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 110 \text{ }^\circ\text{C}$ , a Equação 3.53.

$$T_{PO} = 5,994 + 12,41 \ln(P_V) + 0,427 \ln^2(P_V) \quad (3.51)$$

$$T_{PO} = 6,983 + 14,38 \ln(P_V) + 1,079 \ln^2(P_V) \quad (3.52)$$

$$T_{PO} = 13,8 + 9,478 \ln(P_V) + 1,991 \ln^2(P_V) \quad (3.53)$$

em que:

$T_{PO}$  - Temperatura de ponto de orvalho,  $^\circ\text{C}$ .

Zolnier (1994) propõe a utilização da Equação 3.54 para calcular a temperatura de ponto de orvalho.

$$T_{PO} = \frac{186,4905 - 237,3 \log_{10}(10 PV)}{\log_{10}(10 PV) - 8,2859} \quad (3.54)$$

Navarro e Noyes (2001) propuseram uma solução iterativa, utilizando-se o método numérico de Newton-Raphson, para obtenção da temperatura do ponto de orvalho, relacionando razão de mistura, pressão atmosférica, pressão parcial de vapor e temperatura de bulbo seco do ar.

### 3.5.1.8. Entalpia

A entalpia de uma mistura de ar seco e vapor de água é a energia contida no ar úmido, por unidade de massa de ar seco, para temperaturas superiores a uma temperatura de referência (LOPES et al., 2008; ZOLNIER, 1994). Na prática, considera-se que o conteúdo de energia do ar seco a 0°C seja zero.

Quanto maior a temperatura maior será a entalpia. Se o ar for aquecido à razão de mistura constante, a variação no calor sensível do ar e o número de graus acrescidos na temperatura serão aproximadamente igual ao número de kJ / kg de ar acrescidos na entalpia específica do ar seco. O aumento da razão de umidade à temperatura constante, gera variação no calor latente do ar e a sua entalpia é acrescida de, aproximadamente, 2,555 kJ / kg de ar seco a cada 1 g de vapor de água / kg de ar seco acrescido no ar. Quando a razão de umidade e a entalpia variam, o acréscimo na entalpia é obtido pela soma das variações dos calores sensível e latente do ar.

Wilhelm (1976) e Zolnier (1994) propõem a utilização das equações 3.55 e 3.56, respectivamente, para calcular de maneira mais exata a entalpia específica do ar.

$$h = 1,006 (T - 273,15) + R [2501 + 1,775 (T - 273,15)] \quad (3.55)$$

$$h = \frac{R(2,5 \times 10^6 - 2370 T_{BS}) + 1007 T_{BS} + 1876 R(T_{BS} - T_{PO}) + 4186 R T_{PO}}{1000} \quad (3.56)$$

em que:

$h$  - Entalpia específica do ar, kJ / kg.

A entalpia é um parâmetro muito importante para o dimensionamento de aquecedores, sistemas de secagem e composição do custo operacional dos diferentes sistemas (LOPES et al., 2007).

### 3.5.1.9. Tabelas e gráficos psicrométricos

As tabelas e gráficos psicrométricos são elaborados a partir das equações psicrométricas para permitir a determinação mais rápida e prática das propriedades termodinâmicas do ar (ZOLNIER, 1994).

Navarro e Noyes (2001) destacam que os resultados obtidos com estes métodos não são tão precisos, mas, as tabelas e gráficos psicrométricos são bastante utilizados por engenheiros e técnicos por causa de sua praticidade.

Zolnier (1994) afirma que a desvantagem das tabelas e gráficos psicrométricos é a necessidade de elaboração de diferentes tabelas e gráficos para diferentes valores de pressão atmosférica e a necessidade de correção dos valores obtidos quando são utilizados gráficos e tabelas com pressão atmosférica diferente da local.

Na primeira coluna a tabela psicrométrica apresenta os valores de temperatura de bulbo molhado e a primeira linha apresenta os valores de depressão psicrométrica (diferença entre as temperaturas de bulbo seco e molhado). Os diversos valores que constituem o corpo da tabela representam a umidade relativa do ar em porcentagem. A Figura 3.44 contém um exemplo de tabela psicrométrica.

O gráfico psicrométrico permite a determinação de outras propriedades psicrométricas além da umidade relativa. A Figura 3.45 mostra um gráfico psicrométrico para pressão atmosférica ao nível do mar (101,325 kPa ou 760 mmHg). O eixo das abscissas corresponde à temperatura de bulbo seco, o eixo das ordenadas do lado direito da figura corresponde à razão de umidade e o eixo das ordenadas do lado esquerdo corresponde à pressão de vapor.

A umidade relativa é representada por linhas curvas localizadas entre os eixos do gráfico, começando pelo valor de 10% e finalizando com o valor de 100%. A linha correspondente a 100% de umidade relativa é chamada linha de saturação ou linha do vapor saturante.

Sobre esta linha são lidos os valores de temperatura de bulbo molhado e temperatura de ponto de orvalho. Os valores de entalpia são lidos nas linhas paralelas localizadas acima da linha de saturação e o volume específico nas linhas inclinadas próximas ao eixo das abscissas.

Temp. $T_m$ (°C)	DE PRESSÃO PSICROMÉTRICA (T - $T_m$ )																			
	5,2	5,4	5,6	5,8	6,0	6,2	6,4	6,6	6,8	7,0	7,2	7,4	7,6	7,8	8,0	8,2	8,4	8,6	8,8	9,0
10	47	46	44	43	41	40	39	37	36	35	33	32	31	30	29	28	26	25	24	23
11	49	47	46	45	43	42	41	40	38	37	35	34	33	32	31	30	29	28	27	26
12	50	49	48	46	45	44	42	41	40	38	37	36	35	34	33	32	31	30	29	28
13	52	51	49	48	46	45	44	43	41	40	39	38	37	36	35	34	33	32	31	30
14	53	52	51	49	48	47	45	44	43	42	41	40	39	37	36	35	34	33	32	31
15	55	53	52	51	49	48	47	46	45	43	42	41	40	39	38	37	36	35	34	33
16	56	54	53	52	51	50	48	47	46	45	44	43	42	41	40	39	38	37	36	35
17	57	56	54	53	52	51	50	48	47	46	45	44	43	42	41	40	39	38	37	36
18	58	57	56	54	53	52	51	50	49	48	46	45	44	43	42	41	41	40	39	38
19	59	58	57	55	54	53	52	51	50	50	48	47	46	45	44	43	42	41	40	39
20	60	59	58	56	55	54	53	52	51	50	49	48	47	46	45	44	43	42	41	40
21	61	60	59	57	56	55	54	53	52	51	50	49	48	47	46	45	44	43	43	42
22	62	61	59	58	57	56	55	54	53	52	51	50	49	48	47	46	45	45	44	43
23	63	61	60	59	58	57	56	55	54	53	52	51	50	49	48	47	47	46	45	44
24	63	62	61	60	59	58	57	56	55	54	53	52	51	50	49	49	48	47	46	45
25	64	63	62	61	60	59	58	57	56	55	54	53	52	51	50	50	49	48	47	46
26	65	64	63	62	61	60	59	58	57	56	55	54	53	52	51	50	49	49	48	47
27	65	64	63	62	61	60	59	58	57	56	56	55	54	53	52	51	50	49	49	48
28	66	65	64	63	62	61	60	59	58	57	56	55	55	54	53	52	51	50	50	49
29	67	66	65	64	63	62	61	60	59	58	57	56	55	54	54	53	52	51	50	50
30	67	66	65	64	63	62	61	60	60	59	58	57	56	55	54	54	53	52	51	50
31	68	67	66	65	64	63	62	61	60	60	58	58	57	56	55	54	53	53	52	51
32	68	67	66	65	64	64	63	62	61	60	59	58	57	57	56	55	54	53	53	52
33	69	68	67	66	65	64	63	62	61	61	60	59	58	57	56	56	55	54	53	53
34	69	68	67	66	66	65	64	63	62	61	60	59	59	58	57	56	55	55	54	53
35	70	69	68	67	66	65	64	63	63	62	61	60	59	58	58	57	56	55	55	54
37	70	69	68	67	66	66	65	64	63	62	61	60	60	59	58	58	56	56	55	54
39	71	70	69	68	67	67	66	65	64	63	62	61	61	60	59	59	58	57	57	55

Figura 3.44 – Exemplo de tabela psicrométrica.

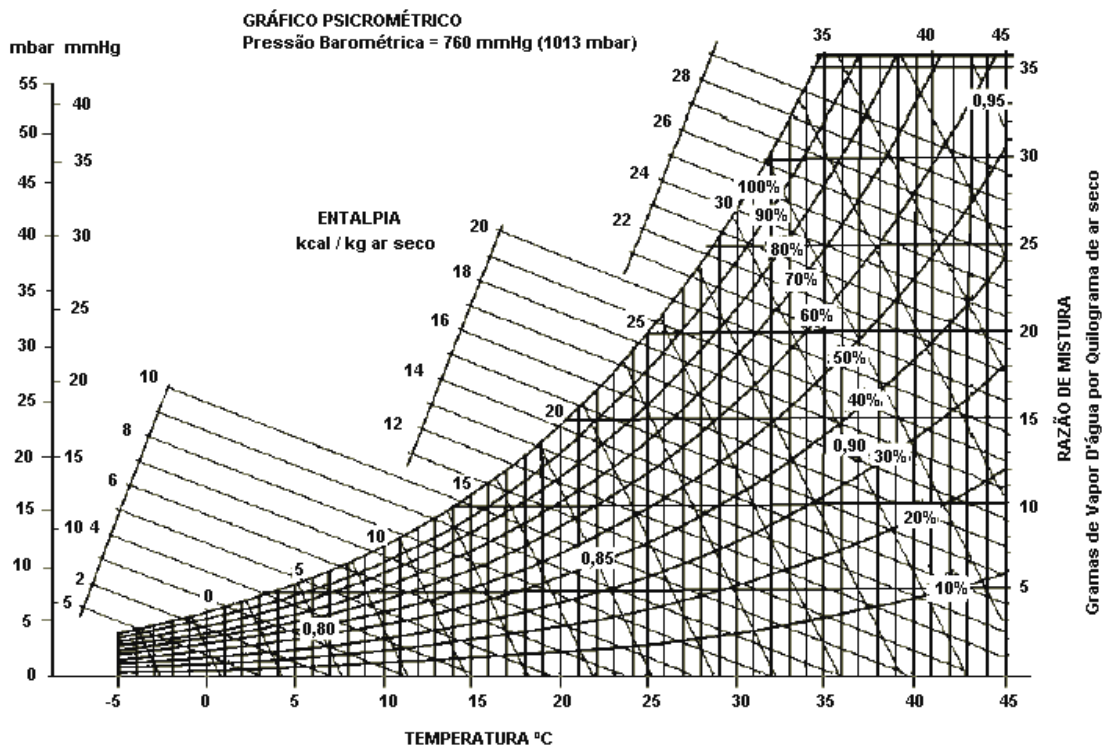


Figura 3.45 – Gráfico psicrométrico à pressão atmosférica ao nível do mar.

### 3.5.1.10. Utilização do gráfico psicrométrico na representação da mistura de dois fluxos

Quando duas massas de ar se misturam, as relações entre as suas vazões mássicas, suas entalpias e razões de mistura podem ser representados por meio da Equação 3.57, resultante de balanços de energia e massa (LOPES et al., 2008).

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{RM_2 - RM_3}{RM_3 - RM_1} \quad (3.57)$$

em que:

- $m_1$  - Vazão mássica do primeiro fluxo, kg ar seco / minuto.
- $m_2$  - Vazão mássica do segundo fluxo, kg ar seco / minuto.
- $h_1$  - Entalpia do primeiro fluxo, kcal / kg ar seco.
- $h_2$  - Entalpia do segundo fluxo, kcal / kg ar seco.
- $h_3$  - Entalpia resultante, kcal / kg ar seco.
- $RM_1$  - Razão de mistura do primeiro fluxo, g de vapor de água / kg de ar seco.

- $RM_2$  - Razão de mistura do segundo fluxo, g de vapor de água / kg de ar seco.
- $RM_3$  - Razão de mistura resultante, g de vapor de água / kg de ar seco.

As condições resultantes da mistura de duas massas de ar com fluxos de ar e propriedades termodinâmicas são obtidas algebricamente utilizando-se a Equação 3.57 e por meio do gráfico psicrométrico. O gráfico psicrométrico mostrado na Figura 3.46 apresenta as sinalizações dos ares nos estados 1, 2 e 3, sendo que no ponto 1 ter-se-ia um ar seco ( $UR_1 = 20\%$ ) e levemente aquecido ( $T_1 = 35^\circ\text{C}$ ), no ponto 2 o ar ambiente ( $UR_2 = 65\%$  e  $T_2 = 20^\circ\text{C}$ ), resultando no ar com as características do ponto 3 ( $UR_3 = 36\%$  e  $T_3 = 27,5^\circ\text{C}$ ).

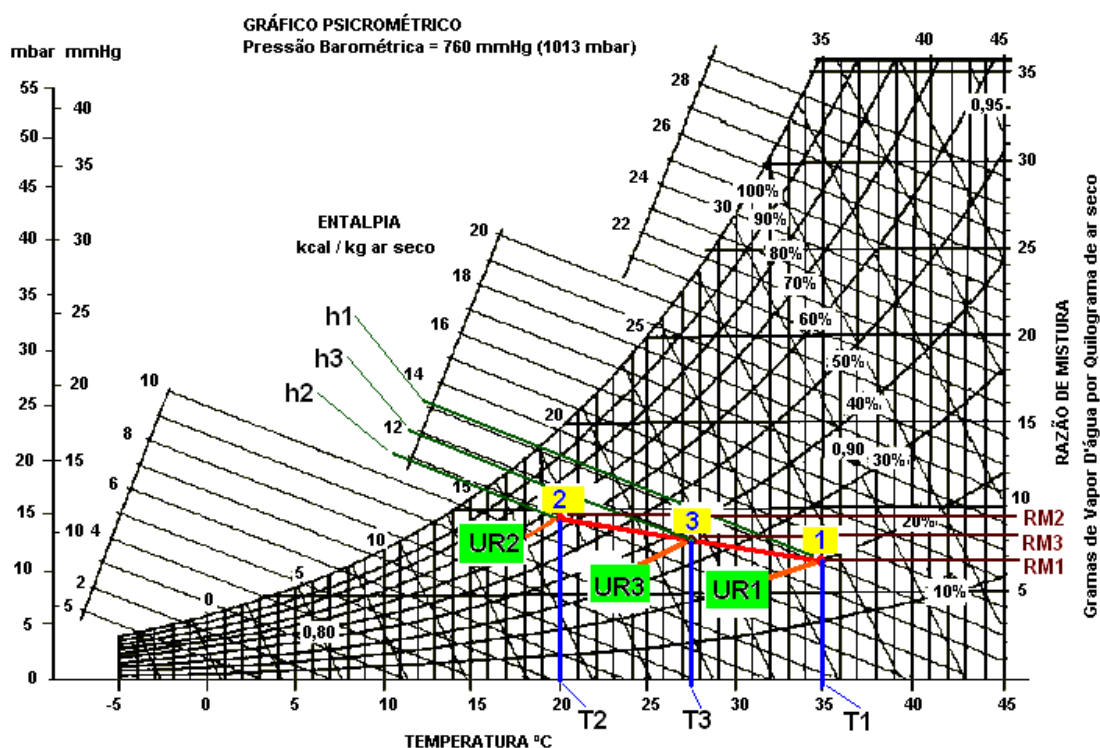


Figura 3.46 – Gráfico psicrométrico representando a mistura de fluxos de ar.

Com essa opção de mistura de fluxos de ar, de acordo com a quantidade de ar administrado na mistura, pode-se estabelecer uma terceira atmosfera, com umidade relativa e temperatura menos agressiva para o tratamento agrícola desejado.

### 3.6. RAMIFICAÇÃO EM DUTOS PARA ADMISSÃO DE AR EM UM SISTEMA

Ramificações de admissão, semelhantes a apresentada na Figura 3.47 permitem que ar de um duto secundário seja adicionado a um duto principal. A perda de carga tanto no duto secundário quanto no principal devem ser consideradas e incorporadas à equação de Bernoulli modificada (STOECKER e JONES, 1984).

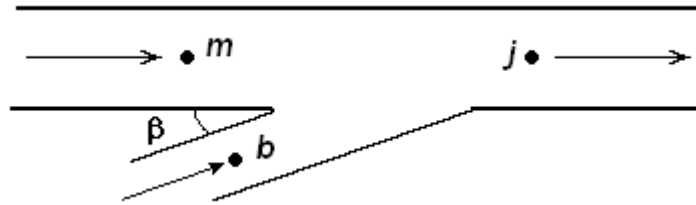


Figura 3.47 – Ramificação de admissão.

A perda de carga no duto pode ser estimada pela Equação 3.58 que representa a quantidade de movimento:

$$V_j^2 A_j \rho - V_m^2 A_m \rho - V_b^2 A_b \rho \cos \beta = (p_m - p_j) A_j \quad (3.58)$$

em que:

- V - Vazão mássica do primeiro fluxo, kg ar seco / minuto.
- A - Vazão mássica do segundo fluxo, kg ar seco / minuto.
- $\beta$  - Entalpia do primeiro fluxo, kcal / kg ar seco.
- $\rho$  - Entalpia do segundo fluxo, kcal / kg ar seco.
- j - Região após a mistura.
- m - Entrada de ar tratado.
- b - Entrada de ar sem tratamento.

Para dutos de admissão perpendiculares ao duto principal, isto é,  $\beta = 90^\circ$ , a Equação 3.58 combinada com a equação de Bernoulli modificada (Equação 3.59), resulta na Equação 3.60.

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + \frac{p_{\text{perda}}}{\rho} \quad (3.59)$$

$$p_{\text{perda}} = \frac{V_j^2 \rho}{2} \left[ 1 - \left( \frac{V_m}{V_j} \right)^2 \right] \quad (3.60)$$

A determinação da perda de carga na ramificação entre o ponto b e o ponto j, da Figura 3.40, pode ser realizada de acordo com o método desenvolvido por Healy em 1962, que propõe a Equação 61 para  $\beta = 90^\circ$  em relação às áreas transversais do duto principal e do ramal (STOECKER e JONES, 1984).

$$p_{\text{perda}} = \frac{V_j^2 \rho}{2} \left[ 1,5 \left( \frac{A_j}{A_m} \right)^2 - 1 \right] \quad (3.61)$$

## 3.7. SENSORES DE TEMPERATURA

### 3.7.1. Descrição e funcionamento dos sensores de temperatura

Assim, inicialmente devem ser escolhidos os sensores de temperatura, de acordo com os padrões de operação.

Como esse equipamento deve operar a temperaturas abaixo de  $100^\circ\text{C}$ , diversos sensores poderão ser utilizados. Termopares, sensores semicondutores ou termorresistivos poderão ser utilizados sem maiores problemas. Numa utilização mais conservadora, poderiam ser usados termopares ou sensores termorresistivos (Pt100, Pt500 ou Pt1000) para a medição de temperaturas variando entre a temperatura ambiente e temperaturas próximas dos  $80^\circ\text{C}$ .

#### 3.7.1.1. Termopares

Nas Figuras 3.48, 3.49, 3.50, 3.51 e 3.52 aparecem alguns modelos de termopares em diversos tipos de montagem.



Figura 3.48 – Termopares em diversos tipos de montagem.



Figura 3.49 - Termopar de MgO com ajuste de compressão e conector plug.

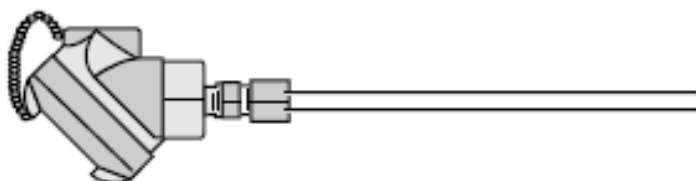


Figura 3.50 - Termopar de MgO com bucha fixa de cabeçote.



Figura 3.51 - Termopar de MgO com fio de extensão.

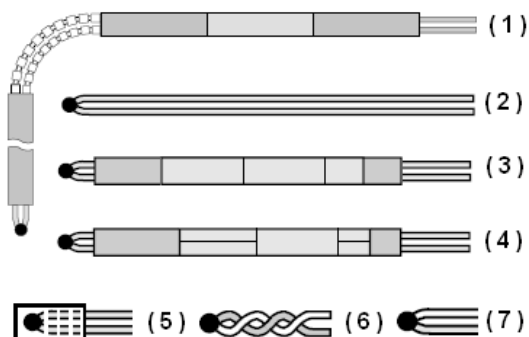


Figura 3.52 – Algumas apresentações de termopar: 1 - Em curva, 2 - Elemento simples, 3 - Elemento isolado, 4 - Elemento duplo isolado, 5 - Junção isolada, 6 - Solda em pontas retorcidas, 7 - Solda TIG.

O aquecimento da junção de dois metais gera o aparecimento de uma força eletromotriz (f.e.m.). Este princípio, conhecido por efeito Seebeck, propiciou a utilização de termopares para a medição de temperatura. O físico Thomas Johann Seebeck (1770-1831) estudou os fenômenos termoelétricos em condutores metálicos e concluiu:

*"Uma junção de metais distintos produz uma tensão elétrica cujo valor depende dos materiais que a compõem e da temperatura a que se encontra".*

O fenômeno da termoeletricidade foi descoberto quando ele notou que em um circuito fechado, formado por dois condutores diferentes A e B, ocorreu circulação de corrente ( $I$ ) de valores variando de acordo com a temperatura  $T$  a que a junção estava submetida. De acordo com a Figura 3.53, denomina-se a junção onde a temperatura é variável (à temperatura  $T$ ) de junção de teste, e a outra (à temperatura  $T_r$ ) de junção de referência.

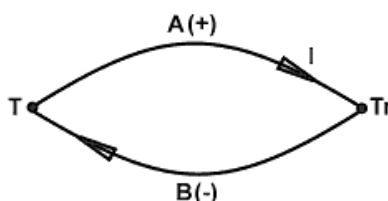


Figura 3.53 – Juntas de um termopar.

A existência de uma força eletro-motriz (f.e.m.) térmica  $AB$  no circuito é conhecida como efeito Seebeck. Quando a temperatura da junção de referência é mantida constante, verifica-se que a f.e.m. térmica é uma função da temperatura  $T$  da junção de teste. Este fato permite utilizar um par termoelétrico como um termômetro (GRISA et al., 2004).

O efeito Seebeck se produz pelo fato de que a densidade de elétrons difere de um condutor para outro e depende da temperatura.

Quando dois condutores diferentes são conectados para formar duas junções e estas são mantidas a diferentes temperaturas, a difusão dos elétrons nas junções é produzida em ritmos diferentes. Isso dá origem à movimentação dos transportadores de carga como se fossem impulsionados por um campo não eletrostático. A integral curvilínea deste campo ao longo do par termoelétrico é a f.e.m. de Seebeck.

Para um valor dado de  $T_r$ , a diferença de potencial (d.d.p.) entre os pontos A e B é uma função de T. Se a temperatura de referência  $T_r$  varia para outro valor constante, a d.d.p. entre A e B, para a temperatura T é a mesma, exceto por uma constante correspondente à variação adicionada. Deduz-se, portanto, que o valor da d.d.p. é independente de  $T_r$ , e depende somente da natureza de A, B e T, isto é:

$$\text{d.d.p.} = f[A, B, (T - T_r)] \quad (3.62)$$

A derivada, para qualquer valor de  $T_r$ , se denomina potência termoelétrica do termopar.

Da Figura 3.53, convencionou-se dizer que o metal A é positivo em relação à B, se a corrente I flui de A para B na junta de menor temperatura, isto é, T é maior que  $T_r$ .

Baseado nesse efeito pode-se construir um gráfico (Figura 3.54) que representa a variação da f.e.m. com a temperatura, considerando  $T_r = 0^\circ\text{C}$ .

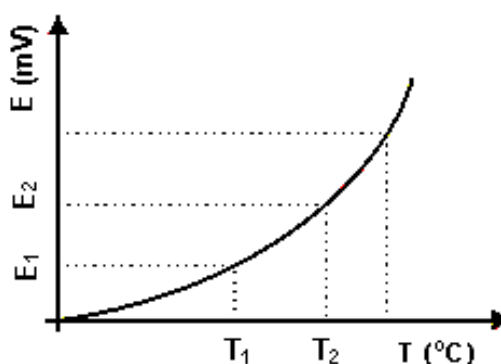


Figura 3.54 – Variação da f.e.m. (E) em função da temperatura (T).

O coeficiente de Seebeck é definido como a razão entre a variação da f.e.m. e a variação de temperatura para uma corrente elétrica nula:

$$\alpha = \frac{\Delta E}{\Delta T} = \frac{E_2 - E_1}{T_2 - T_1} \quad (3.63)$$

em que:

- $\alpha$  - Coeficiente de Seebeck, mV/°C.
- T - Temperatura, °C.

O efeito Seebeck é a produção de uma diferença de potencial (tensão elétrica) entre duas junções de condutores (ou semicondutores) de materiais diferentes quando elas estão a diferentes temperaturas (força eletromotriz térmica).

O efeito contrário é o efeito Peltier, que é a produção de um gradiente de temperatura em duas junções de dois condutores (ou semicondutores) de materiais diferentes, quando submetidos a uma diferença de potencial em um circuito fechado, percorrido por uma corrente elétrica.

Estes dois efeitos podem ser também considerados como um só e denominado de efeito Peltier-Seebeck ou efeito termelétrico (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2005).

Para medições de temperatura, o que interessa é que um termopar é formado por dois fios metálicos diferentes emendados por solda ou aperto numa extremidade, chamada de junta quente ou junta de medição. A outra extremidade dos fios é levada ao instrumento de medição de f.e.m., fechando um circuito elétrico por onde flui a corrente. O ponto onde os fios que formam o termopar se conectam ao instrumento de medição é chamado de junta fria ou de referência.

Nas aplicações práticas, o termopar apresenta-se, normalmente, conforme mostrado na Figura 3.55.

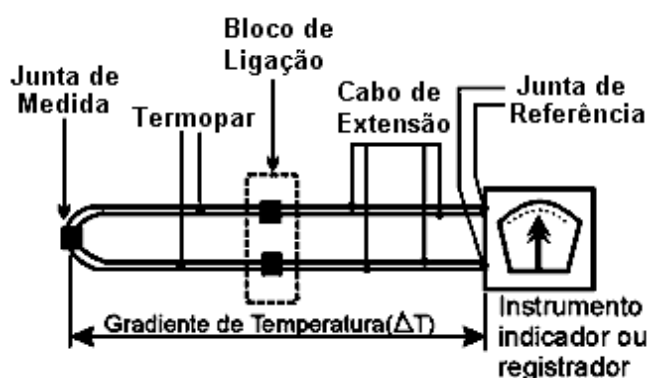


Figura 3.55 - Termopar conectado ao instrumento de medição.

### 3.7.1.2. Bulbo de resistência ou termorresistores

Métodos utilizando resistências para medição de temperatura iniciaram-se por volta do ano de 1835, com Faraday. Em processos industriais, só começaram a ser empregadas a partir de 1925.

As termorresistências são sensores de temperatura muito usados nos processos industriais e em laboratórios, devido às suas condições de alta estabilidade, de repetibilidade, de resistência à contaminação, pequeno desgaste em relação ao tempo, menor influência de ruídos e altíssima precisão de leitura. Devido a estas características, este sensor é padrão internacional para a medição de temperatura na faixa de  $-259,3467^{\circ}\text{C}$  a  $961,78^{\circ}\text{C}$ , segundo o padrão ITS-90.

As termorresistências ou bulbos de resistência ou termômetros de resistência ou RTD são sensores que se baseiam no princípio de variação da resistência elétrica em função da temperatura. A resistência delas aumenta com o aumento da temperatura (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2005).

Seu elemento sensor consiste de uma resistência em forma de fio de platina de alta pureza (99,999%), de níquel ou de cobre, que é menos usado, encapsulado num bulbo de cerâmica ou vidro.

As imagens da Figura 3.56 mostram a aparência externa dos componentes termorresistivos encontrados no mercado. A Figura 3.57 mostra o termorresistor montado dentro da bainha.

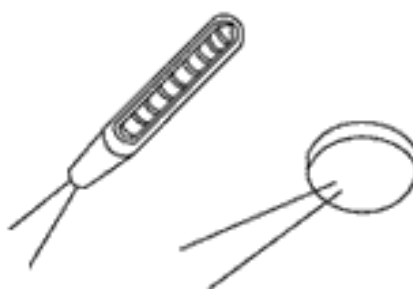


Figura 3.56 – Aparência do componente termorresistivo.

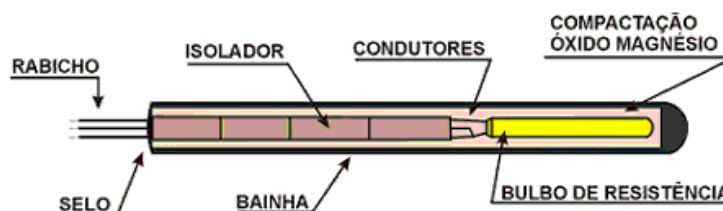


Figura 3.57 – Termorresistor montado em uma bainha, semelhante à montagem de um termopar convencional.

### 3.7.1.3. Princípio de funcionamento de uma termorresistência do tipo Pt100

O princípio de medição de temperatura utilizando termômetros de resistência se baseia na variação do valor da resistência elétrica de um condutor metálico em função da temperatura. De uma forma aproximada, bem próxima do valor real, a variação da resistência elétrica de um metal em função da temperatura pode ser representada pela Equação 3.64:

$$R(t) = R_0 (1 + aT) \quad (3.64)$$

em que:

$R(t)$  - Resistência elétrica à temperatura  $T$ , °C.

$R_0$  - Resistência elétrica à temperatura de 0°C.

$a$  - Variação da resistência elétrica em função da temperatura, °C<sup>-1</sup>.

$T$  - Temperatura, °C.

Um estudo mais detalhado mostra que o coeficiente  $a$  varia em função da temperatura, e esse fato deve ser considerado nos termômetros de resistência, principalmente quando eles são utilizados para medição de temperatura em um intervalo acima de 100°C (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2005). Dentre os metais, aqueles que se mostraram mais adequados para a utilização na termometria de resistência são:

1. **Liga de Rh a 99,5% e Fe a 0,5%** - Utilizado para medição de temperatura na faixa de 0,5 K a 25 K (-272,65 °C a -248,15 °C).
2. **Cobre** - Utilizado para medição de temperatura na faixa de 193,15 K a 533,15 K (-80 °C a 260 °C). Possui uma linearidade de 0,1 °C em

um intervalo de temperatura de 200°C. Entretanto, sua baixa resistência à oxidação limita a sua faixa de temperatura de utilização.

3. **Níquel** - Utilizado para medição de temperatura na faixa de 213,15 K a 453,15 K (-60 °C a 180 °C). Os principais atrativos para sua utilização são seu baixo custo e alta sensibilidade. Sua principal desvantagem é a baixa linearidade.
4. **Platina** - Utilizada para medição de temperatura na faixa de 25 K a 1.235 K (-248 °C a 962 °C). É o metal mais utilizado na construção de termômetros de resistência, devido à sua ampla faixa de utilização, boa linearidade e maior resistência à oxidação.

Dentre os metais, o material mais utilizado é a platina, com pureza de 99,999%. Apresenta ampla escala de temperatura, alta resistividade permitindo, assim, maior sensibilidade, alto coeficiente de variação de resistência com a temperatura, boa linearidade da relação entre a resistência e a temperatura. Apresenta rigidez e ductibilidade para ser transformada em fios finos, além de ser obtida em forma puríssima. Padronizou-se então a termorresistência de platina.

A equação matemática que descreve a variação de resistência em função da temperatura chama-se de equação Callendar-Van Dusen, apresentada a seguir.

Para a Faixa de -200°C a 0°C :

$$R(t) = R_0 \left[ 1 + a T + b T^2 + c T^3 (T-100) \right] \quad (3.65)$$

Para a Faixa de 0°C a 850°C:

$$R(t) = R_0 (1 + a T + b T^2) \quad (3.66)$$

em que:

$R(t)$  - Resistência elétrica à temperatura  $T$ , °C.

$R_0$  - Resistência elétrica à temperatura de 0°C.

$T$  - Temperatura, °C.

$a, b, c$  - Coeficientes determinados pela calibração.

Os valores dos coeficientes  $a, b$  e  $c$  são dados a seguir.

$$a = 3,90802 \times 10^{-3} \text{ (}^\circ\text{C}^{-1}\text{)}$$

$$b = -5,802 \times 10^{-7} \text{ (}^\circ\text{C}^{-2}\text{)}$$

$$c = -4,27350 \times 10^{-12} \text{ (}^\circ\text{C}^{-4}\text{)}$$

#### 3.7.1.4. Comparação entre termorresistores e termopares

Comparando os sensores termorresistivos com termopares, as vantagens apresentadas estão na maior precisão dentro da faixa de utilização, têm estabilidade e repetibilidade de medidas melhores que os termopares, têm relação bastante linear entre variação de temperatura e resistividade. Ainda como vantagens, sofrem menor influência de ruídos elétricos e, se conectados da forma correta, não existe limite de distância entre sensor e leitor, necessitando apenas de fios de cobre comuns para sua ligação. Devidamente protegidos, podem operar em qualquer ambiente (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2005).

Porém, os termorresistores tipo Pt100, por exemplo, apresentam algumas desvantagens, tais como custo superior a outros sensores, faixa de temperatura menor que a de termopares, deteriora-se com maior facilidade se estiver operando acima da faixa para a qual foi especificado. Outras desvantagens destacadas são a fragilidade mecânica da sua montagem, o maior tempo de resposta quando comparado a termopares, a temperatura do bulbo do corpo precisa estar estabilizada para a correta indicação e o auto-aquecimento que ele apresenta exige instrumentos mais sofisticados (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2005).

Quaisquer desses sensores de temperatura podem operar nas faixas de temperatura normalmente utilizadas em processos de secagem a baixa temperatura. Fornecem, em seus terminais, quando em funcionamento, variações de corrente, que são proporcionais às variações de temperatura, chamadas em análises elétricas de variações analógicas, uma vez que podem apresentar diversos valores dentro de certo intervalo de tempo.

Essa informação torna-se relevante a partir do momento em que se necessita de um conversor de sinais analógicos em sinais digitais, caso façam parte de um sistema de controle automatizado.

### **3.7.2. Fiação**

Existem alguns termopares que já são construídos em forma de fios. Esses fios podem ser instalados desde o ponto de tomada da temperatura, onde suas extremidades devem estar emendadas, até o ponto de tomada de medida, onde serão coletadas as informações. Caso não se use desse tipo, a fiação deverá ser passada desde o ponto de medição até o ponto de coleta de dados.

Os termorresistores necessitam de um par de fios ligados em seus terminais desde o local onde estão instalados, fazendo a medição da temperatura, até o ponto onde os valores serão coletados.

## **3.8. SENSORES DE UMIDADE RELATIVA**

### **3.8.1. A escolha dos sensores de umidade relativa**

Ao escolher um sensor de umidade relativa, deve-se usar uma faixa de medição na qual o sensor terá de funcionar a maior parte do tempo.

A maior parte dos problemas com medição de umidade relativa em processos industriais não envolve grandes faixas.

O parâmetro de umidade pode ser expresso numa variedade de termos, tais como umidade relativa, ponto de orvalho, partes por milhão (ppm), bulbo seco/molhado, gramas por metro cúbico, etc. Mas, independentemente do parâmetro que se queira medir, a primeira tarefa consiste em determinar os níveis de umidade que o sensor terá de manusear em sua aplicação normal. Em muitas aplicações, os sensores de umidade funcionam 90% do tempo em uma faixa ou região muito estreita, e 10% do tempo em uma região bem distante da faixa normal. Raramente será possível usar um único sensor que apresente um desempenho adequado nas duas condições. É preferível usar dois sensores, cada um funcionando na região à qual melhor se aplica (THOMAZINI e ALBUQUERQUE, 2005).

Em operações com temperaturas superiores a 100°C e à pressão atmosférica, o ponto de orvalho não excede os 100°C. De um modo geral, são poucos os sensores de umidade que funcionarão com temperatura acima de 95°C.

Portanto, é preciso decidir se uma amostra do gás a ser medido poderá cair a uma temperatura menor antes de passar pelo sensor, sem provocar condensação de vapor de água nas linhas de amostragem. Sempre que for possível, deve-se reduzir a temperatura do gás a uma faixa entre 5°C e 50°C.

Isso permite maior flexibilidade na escolha dos sensores de umidade e é menos dispendioso do que usar um sensor de umidade destinado a funcionar a altas temperaturas.

### **3.8.2. Princípios de medição de umidade relativa**

#### **3.8.2.1. Princípio baseado na capacitância**

Baseia-se em um sensor que opera de acordo com o princípio capacitivo de um filme fino composto de uma lâmina de tântalo e outra de cromo, tendo como dielétrico um polímero. A capacitância varia de acordo com a umidade relativa do ambiente. Em função dessa variação, o instrumento faz a conversão eletronicamente indicando o valor da umidade relativa do ambiente.

Para umidade relativa de equilíbrio de materiais usa-se um sensor do tipo lâmina ou tipo penetração com o mesmo princípio de medição da umidade relativa. Essa leitura pode ser convertida em valor correspondente de conteúdo de água do material, com a ajuda de curvas isotérmicas.

#### **3.8.2.2. Medição da umidade relativa em função da temperatura de bulbo seco e de bulbo molhado**

A psicrometria é um método bastante popular utilizado para medir a umidade relativa devido à sua simplicidade e baixo custo. Um psicrômetro típico consiste em um par de termômetros conjugados, um deles equipado com um pavio e reservatório de água destilada para conservar o sensor umedecido. Limita-se, geralmente, a aplicações em que as principais exigências sejam baixo custo e uma precisão moderada.

O psicrômetro conta com certas vantagens inerentes:

1. Sua precisão à saturação (UR = 100%) é superior à de todos os outros sensores de umidade. Os sensores de bulbo seco e de bulbo molhado podem ser ligados diferencialmente, a fim de permitir que a

depressão do bulbo molhado (perto de zero à medida que a umidade relativa está próxima de 100%) seja medida com um mínimo de erro.

2. Reparos simples e econômicos.

As principais desvantagens do psicrômetro são:

1. A precisão é baixa para umidade relativa menor que 20%, não funcionando abaixo de 10%.
2. Tem a tendência para congelar abaixo de 0°C.
3. Não se presta a ambientes pequenos e fechados.

### **3.8.2.3. Medição da umidade relativa em função da temperatura de ponto de orvalho de sal saturado**

O sensor de umidade relativa com base na temperatura de ponto de orvalho de sal saturado (cloreto de lítio) é muito difundido devido à sua simplicidade, robustez, baixo custo e capacidade de ser reativado. É um sensor pouco dispendioso para medições em que uma precisão moderada e resposta lenta (tipicamente três minutos para uma mudança de 63%) podem ser toleradas. Seus campos de aplicação podem ser em almoxarifados, no controle de ar condicionado, na monitoração de secadores, etc. Na faixa de temperatura de ponto de orvalho entre -10°C e 40°C, esse dispositivo oferece uma precisão de  $\pm 1^\circ\text{C}$ .

### **3.8.2.4. Medição da umidade relativa com sensores elétricos**

Em grande variedade, esses sensores são relativamente econômicos, mas, uma vez contaminados, não têm reparo. São úteis em aplicações em que o gás é limpo e isento de contaminantes.

Os sensores elétricos apresentam tempos de resposta muito menores do que o necessário para a maioria dos processos industriais. Costumam ser pequenos, podendo ser prontamente inseridos no fluxo de gás, geralmente por uma guarnição de pressão.

São, portanto, utilizados onde baixo custo, boa precisão e rapidez de resposta são os principais fatores e onde o nível de contaminação é baixo.

A seguir são descritos alguns desses sensores.

### **Sensor de óxido de alumínio**

Um sensor de óxido de alumínio é um capacitor com eletrodos de alumínio e ouro, separados por óxido de alumínio. São freqüentemente usados em aplicações petroquímicas, em que baixas temperaturas de ponto de orvalho são controladas "em linha" e precisão mais baixa e outras limitações são aceitáveis. Os sensores têm ampla faixa de medição, são pequenos e presta-se a uso local. Podem facilmente medir temperaturas de ponto de orvalho até  $-75^{\circ}\text{C}$ , podendo ser usados em disposições múltiplas. Não requerem resfriamento.

Há certas limitações. Os sensores não são uniformes e requerem freqüente calibração separada. A precisão por longos períodos de tempo é baixa e a saída é não-linear. Os efeitos do envelhecimento, a histerese e a contaminação alteram a calibração.

### **Higrômetro eletrolítico**

O higrômetro eletrolítico usa uma célula revestida por uma fina camada de pentóxido fosfórico. É um dos poucos instrumentos que oferece desempenhos seguros na região de baixos valores de ppm (partes por milhão). Pode ser aplicado à maioria dos gases elementares inertes e a compostos orgânicos e inorgânicos que não reagem com o pentóxido fosfórico. O instrumento normalmente não pode ser usado com gases corrosivos, tais como alquinas, alcadinas e alquenas superiores ao propileno. É um instrumento muito eficaz para controlar níveis de vapor de água em gases limpos, inertes e secos.

Um instrumento típico tem a faixa de medição de 0 a 2.000 ppm. Um higrômetro eletrolítico típico fornece uma precisão de leitura de 15%, tornando-o suficientemente preciso para a maioria das finalidades industriais. Quando devidamente utilizado, o instrumento proporciona um serviço duradouro e de

confiança. Em se tratando de um dispositivo essencialmente primário, não há necessidade de calibração por ocasião da substituição da unidade.

Comparada com os sensores de óxido de alumínio, a célula eletrolítica tem maior precisão em ampla faixa de medição, não apresenta histerese e é mais fácil de ser calibrada. Sua resposta geralmente é mais lenta do que a do sensor de alumínio, mas este último constitui melhor escolha para controle "em linha" ou para um sistema de sensor múltiplo.

#### **3.8.2.5. Medição da umidade relativa com higrômetros óticos de condensação**

O higrômetro de ponto de orvalho de condensação com detecção ótica - um dispositivo de medição fundamental - é um dos instrumentos mais precisos e seguros. Oferece ampla faixa de medição de temperatura de ponto de orvalho e tem excelente repetibilidade. Todavia, é um sensor complexo e dispendioso. O higrômetro ótico de condensação proporciona precisão em longo prazo superior a  $+0,50^{\circ}\text{C}$ , em faixas de umidade relativa muito amplas, tipicamente correspondente à faixa de temperatura de ponto de orvalho entre  $95^{\circ}\text{C}$  e  $-75^{\circ}\text{C}$ .

O sensor de condensação está sujeito à contaminação por materiais que não sejam água, como, por exemplo, sais solúveis que se condensam na superfície refrigerada. Isso pode provocar leituras erradas. O instrumento tende, também, a controlar-se pelo mais alto componente do vapor presente no fluxo, e que pode não ser o vapor de água.

Sua manutenção é simples. A maioria dos instrumentos usa câmaras de condensação que podem ser abertas, para permitir a limpeza do espelho com um pano. O higrômetro ótico de ponto de orvalho presta-se bem a muitas aplicações em que a contaminação é de suave a severa, sendo possível a aplicação de programas de manutenção rotineiros. Raramente se faz necessário substituir um sensor de ponto de orvalho ótico.

O instrumento é mais adequado para aplicações em que se requer a precisão máxima na determinação do teor de vapor de água em uma faixa razoavelmente ampla de ponto de orvalho.

Os sensores de condensação existem em uma variedade de configurações, incluindo tipos diretos e de amostragem. Sua escolha, geralmente, é ditada pela aplicação, pela vazão da amostra disponível e pela necessidade de pronto acesso ao espelho, para limpeza.

Por exemplo, em aplicações limpas, geralmente, se utiliza o sensor montado por rosca ou bocal. Já nas aplicações mais contaminadas o mais utilizado é um sensor externo, no qual o gás é aspirado pelo dispositivo por meio de uma bomba ou passa por ele pela pressão positiva no sistema. Esse instrumento tem precisão e repetibilidade suficientes para ser usado como padrão secundário, caso haja necessidade. As faixas de medição úteis da maioria dos diversos sensores estão resumidas na Figura 3.58.

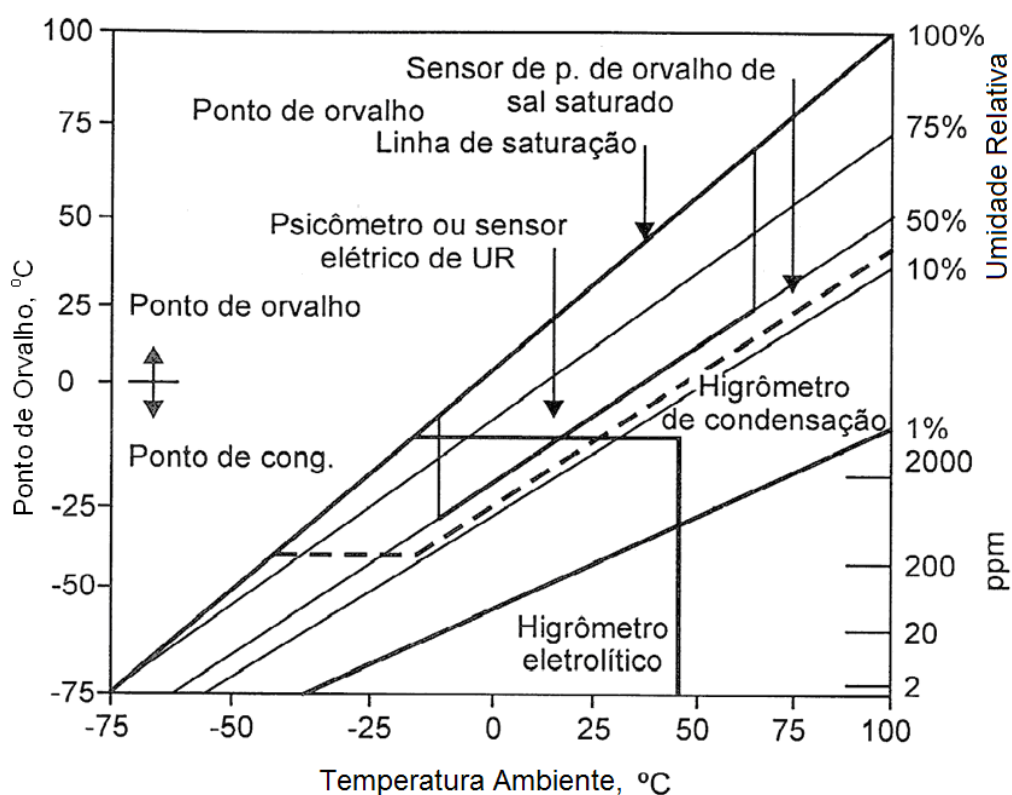


Figura 3.58 - Faixas de medição úteis de vários sensores.

#### 3.8.4. Aplicação dos sensores de umidade relativa

A umidade relativa é um importante parâmetro de muitos processos industriais, uma vez que o vapor de água contido no ar, ou em um gás, pode alterar as especificações de um produto ou serviço, afetando a sua qualidade e, conseqüentemente, a sua aceitação pelo mercado.

Alguns trabalhos laboratoriais e processos industriais podem, muitas vezes, ser desenvolvidos adequadamente apenas em um meio em que os valores de temperatura e de umidade relativa estejam dentro de limites bem definidos.

As razões mais comuns para o estabelecimento de um controle ambiental incluem, dentre outras, o conforto, a saúde, a conservação de produtos, o controle da estática em equipamentos eletrônicos, etc.

Por exemplo, em uma indústria de papel, um controle permanente das condições ambientais evita, de um lado, o fornecimento de um produto fora das especificações de gramatura e, de outro, o dispêndio adicional de energia pela secagem excessiva do papel.

O armazenamento da maioria dos produtos exige o controle da temperatura e da umidade relativa do ar. Cereais devem ser estocados em ambientes com umidade relativa entre 55% e 70%, enquanto o leite e seus derivados devem ser armazenados em uma faixa de 80% a 90%.

De acordo com a comparação no gráfico da Figura 3.58, todos aqueles sensores poderiam ser usados em processos de secagem em baixa temperatura. Alguns deles, como exposto anteriormente, com maior precisão que outros, uns com resposta mais rápida, outros com resposta mais lenta.

## CAPÍTULO 4

---

### **Influência de um Inversor de Frequência na Operação de uma Máquina Desumidificadora de Ar**

#### **4.1. INTRODUÇÃO**

A secagem de produtos agrícolas, visando sua conservação e durabilidade, é fundamental para o aumento da produtividade e da rentabilidade dos investimentos agrícolas (LIMA, 2005).

Processos de secagem buscam a redução da atividade de água por meio da redução do teor de água dos produtos. O instrumento responsável pela retirada da água contida na massa de produto é o ar. O deslocamento da água do produto para o ar pode ser catalisado pela redução da umidade relativa do ar com o qual se processa a secagem desse produto.

O ar é condicionado por meio de aquecedores a fornalha, aquecedores elétricos ou por meio de trocadores de calor tal como um equipamento de compressão de vapor, denominado popularmente de bomba de calor.

No interior da bomba de calor, o fluido refrigerante passa por um circuito onde troca calor com o ambiente, sendo gaseificado, comprimido pelo compressor, condensado, expandido e novamente gaseificado. Este é o circuito hermético do fluido refrigerante, onde ocorrem mudanças sucessivas de fase.

Na bomba de calor, um ventilador succiona o ar atmosférico, processa seu resfriamento, condensando o vapor de água contido nesse ar, promovendo sua secagem. A seguir, esse ar é succionado pelo ventilador, através da colméia do condensador, onde é reaquecido e fornecido na saída da bomba de calor, com uma umidade relativa menor do que aquela com a qual se encontrava ao entrar no equipamento.

Essas características garantem um fluxo de ar devidamente catalisado e próprio para atuar na secagem (ar seco e levemente aquecido).

Diferentes regimes de operação do compressor de vapor e diferentes taxas de compressão proporcionam taxas de redução da umidade relativa e de aquecimento do ar na saída da bomba de calor, em função do regime de operação, com alto coeficiente de correlação. Os testes realizados neste estudo envolveram ajustes de valores de frequência para um inversor vetorial, responsável pela alimentação do motor do compressor. Esses diferentes regimes de operação podem ser usados, de acordo com a necessidade, em processos agrícolas (secagem, armazenagem, etc.).

## **4.2. OBJETIVOS**

Avaliar a atuação de um inversor de frequência no condicionamento do ar a ser usado em atividades agrícolas.

Avaliar a taxa de retirada de água do ar ambiente de acordo com a velocidade do compressor da bomba de calor.

Avaliar a taxa de aquecimento ou resfriamento do ar ambiente de acordo com a velocidade do compressor da bomba de calor.

## **4.3. METODOLOGIA**

Esse trabalho foi desenvolvido no Laboratório de Processamento Pós-Colheita, no Departamento de Engenharia Agrícola, da Universidade Federal de Viçosa. De acordo com os estudos iniciados pelo Prof. Adílio Flauzino de Lacerda Filho e acatando as sugestões para trabalhos futuros na tese de doutorado de Silva (2003), o objetivo principal nesse trabalho foi verificar o funcionamento de uma bomba de calor usando a compressão de vapor, como equipamento desumidificador do ar atmosférico para que este fosse utilizado em secagem de produtos agrícolas. Como atividade secundária desse processo de desumidificação, obteve-se a variação da temperatura do ar.

Foram realizados dois testes experimentais para que as atividades da bomba de calor fossem observadas, sendo que o primeiro teste foi realizado no

final da tarde do dia 11 de agosto de 2008, com umidade relativa média igual a 72% e temperatura do ambiente igual a 20°C. O segundo teste foi realizado na manhã do dia 13 de agosto de 2008, com umidade relativa média igual a 82,6% e temperatura do ambiente igual a 16,9°C.

Usando um inversor de frequência para alterar a rotação do motor do compressor de vapor, foram obtidos diferentes valores estáveis de umidade relativa e, por consequência, de temperatura do ar na saída bomba de calor. A partir de determinada faixa de frequência ajustada para o inversor, os valores de umidade relativa, praticamente, se igualaram para os dois testes. Os valores de temperatura do ar tratado apresentaram pequenas diferenças entre os dois experimentos, consideradas não significativas, em se tratando de processos agrícolas.

Aumentando-se o valor da frequência, obteve-se maior taxa de redução da umidade relativa do ar na saída da bomba de calor, quando comparada com a umidade relativa do ar no ambiente externo.

Para viabilizar os testes, foi utilizado um modelo experimental de uma bomba de calor fabricada pela empresa Cool Seed Resfriamento Artificial, construída por sugestão do professor Adílio Flauzino de Lacerda Filho, para pesquisas no Laboratório de Processamento de Grãos do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, Minas Gerais. Essa bomba de calor foi acoplada a um silo de secagem e armazenagem com volume interno igual a 12,5 m<sup>3</sup>, construído nesse laboratório (Figura 4.1).

As medições das diferenças de temperatura e umidade relativa do ar de secagem foram realizadas pelo conjunto de medidores da instalados no painel do equipamento (fabricado pela empresa Full Gauge Controls) e um sistema de instrumentação desenvolvido com base na tecnologia 1-Wire™ (componentes produzidos pela empresa Maxim-Dallas Semiconductors). Foram utilizados dois medidores U-METER®, desenvolvido com base na tecnologia 1-Wire™, mostrados na Figura 4.2 (LOPES, 2006; MONTE, 2006).



Figura 4.1 - Bomba de calor acoplada ao silo.

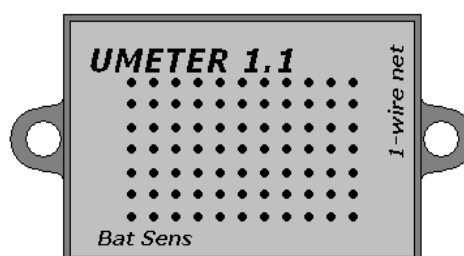


Figura 4.2 – Dispositivo UMETER® com sensores de umidade relativa e temperatura.

#### 4.3.1. Bomba de calor experimental

Idealizado e projetado pelo professor Adílio Flauzino de Lacerda Filho, do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, a empresa Cool Seed Resfriamento Artificial, atuante em aplicação de refrigeração em silos de armazenagem de grãos, construiu um equipamento que opera segundo as características de uma bomba de calor. A Figura 4.3 contém uma vista de cima do interior desse equipamento.

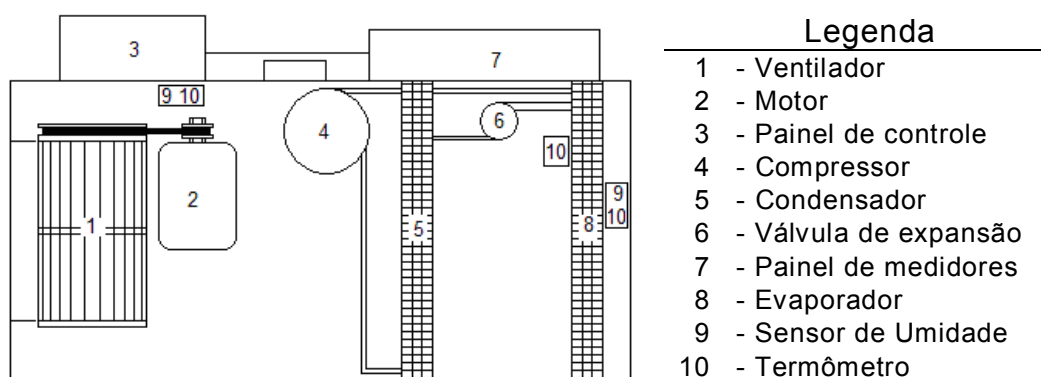


Figura 4.3 – Planta baixa da bomba de calor experimental.

O funcionamento original dessa bomba de calor pode ser visto pela orientação por intermédio das setas, na Figura 4.4, demonstrando as variações de umidade do ar ao longo do trajeto no interior do equipamento.

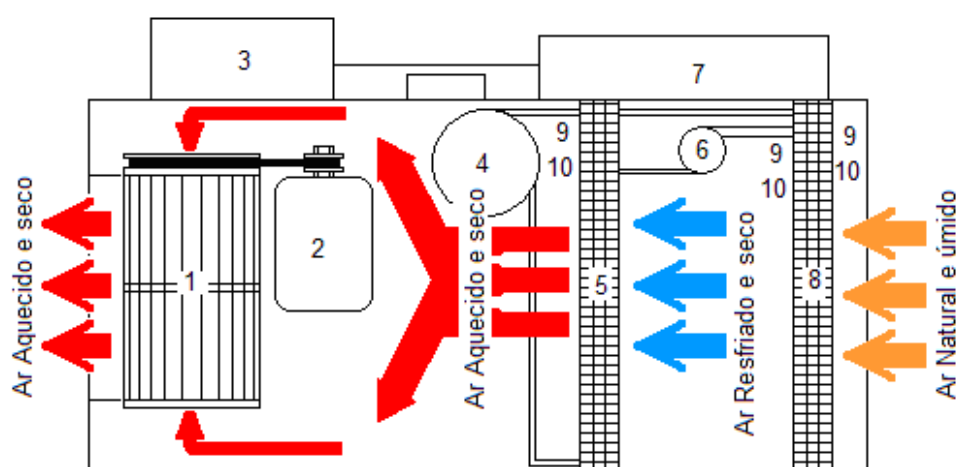


Figura 4.4 – Trajetória do ar e as suas modificações ao passar pela bomba de calor.

No painel de controle, identificado pelo número 3 na Figura 4.4, estão instalados um disjuntor, interruptores, relés de proteção e um inversor de frequência, modelo CFW-08 fabricado pela empresa WEG Equipamentos Elétricos S.A., para 5 cv (3,68 kW), usado para controlar a velocidade do motor do compressor tipo espiral (scroll). A variação da velocidade do motor do compressor permite a variação da taxa de desumidificação do ar que será fornecido pela bomba de calor.

#### 4.3.1.1. Painel de controle original da bomba de calor utilizada

A alimentação trifásica é fornecida por um cabo 4 x 2,5 mm<sup>2</sup> a um disjuntor motor, modelo MPW25 fabricado pela empresa WEG Acionamentos, mostrado na Figura 4.5, ajustada para uma corrente trifásica de 30 A por fase. Esse disjuntor permite a proteção para motores com potências de até 20 cv (14,72 kW).

No sistema, o disjuntor foi o responsável pelo acionamento de todos os circuitos internos do equipamento: (i) um motor do de 2 cv (1,47 kW) para acionamento do ventilador; (ii) um inversor de freqüências; e (iii) um motor de 1 cv (0,736 kW) do compressor da bomba de calor. Além disso, esse disjuntor foi responsável pela energização dos instrumentos de medição de temperatura e umidade relativa, permitindo a circulação de corrente com valores de 6 A, aproximadamente, em operação normal.



Figura 4.5 – Disjuntor motor, ajustável de 25 A a 32 A.



(1)



(2)

Figura 4.6 – Disjuntor e relé de sobrecarga: (1) Contator CW07/10 -1D - WEG e (2) relé de sobrecarga RW27-1D – WEG.

O cabeamento foi conectado ao disjuntor motor e foi derivado para um conjunto disjuntor e relé de sobrecarga responsável pela energização e proteção do motor do ventilador, mostrados na Figura 4.6.

O relé de sobrecarga, que estava montado na mesma linha do contator, foi ajustado para fornecer corrente suficiente para a partida do motor do ventilador, uma vez que esse motor não possuía qualquer dispositivo de controle de partida.

O cabeamento de energização ainda foi derivado para a entrada de alimentação de um inversor de frequência vetorial, modelo CFW 08 fabricado pela empresa WEG Equipamentos Elétricos S.A., trifásico, para 5 cv (3,68 kW), responsável pelo acionamento e controle de velocidade do motor do compressor. Na montagem original, o inversor estava ajustado para funcionar a uma frequência constante de 50 Hz, para acionamento do motor do compressor.

Dois interruptores do tipo alavanca de contato simples completavam o painel de controle. Um interruptor foi usado para habilitar o funcionamento do inversor de frequência, acionando o compressor e, outro, para energizar a bobina do contator de acionamento do motor do ventilador.

O conjunto motor-ventilador foi montado na saída da bomba de calor, conforme pode ser observado nas posições 1 e 2 da Figura 4.3. Foi utilizado um ventilador centrífugo do tipo Sirocco, compatível com o modelo TSA da OTAM ventiladores industriais Ltda., mostrado na Figura 4.7.

Esse ventilador é acionado por um motor WEG trifásico de 2 cv (1,47 kW), com velocidade de rotação de 1760 rpm, mostrado na Figura 4.8.



Figura 4.7 – Ventilador centrífugo tipo Sirocco.



Figura 4.8 - O motor que aciona esse ventilador.

A Figura 4.9 ilustra o diagrama trifilar para a ligação dos motores do compressor e do ventilador da bomba de calor.

O controle do inversor de frequência foi obtido, aplicando-se um nível de tensão igual zero, referência do circuito interno de controle do próprio inversor, por intermédio do contato auxiliar do contator WEG CW07, à entrada digital DI1 (terminal 1), responsável por habilitar o funcionamento do inversor de frequência, quando em controle de função de multivelocidade (função multispeed). Os valores escolhidos de frequência foram ajustados, manualmente, diretamente no painel de controle do inversor de frequência, mostrado na Figura 4.10.

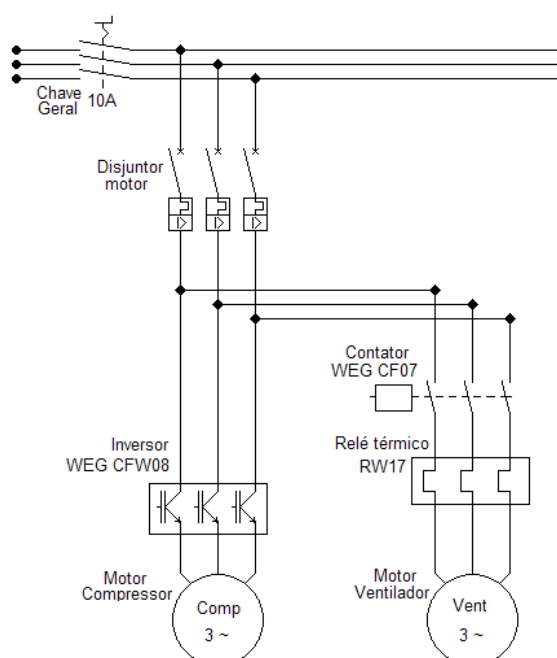


Figura 4.9 – Ligação dos motores no interior do protótipo da bomba de calor.

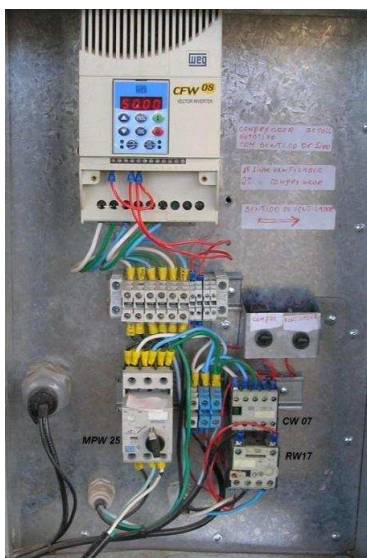


Figura 4.10 – Painel de controle original.

#### 4.3.1.2. Sensores, medidores e silo

Na montagem original, o equipamento utilizava os sensores de temperatura de dois controladores fornecidos pela empresa Full Gauge Controls, para registrar as temperaturas do ar ambiente, do ar que passava pelas aletas do evaporador e do ar que passava pelas aletas do condensador.

O primeiro controlador, modelo MT-519-R, é um controlador duplo, mostrado na Figura 4.11. Estava montado de tal forma que, em seu canal 1 (Therm1), coletava-se o valor da temperatura do ar na entrada do equipamento e, em seu canal 2 (Therm2), coletava-se o valor da temperatura do ar na saída do evaporador.



Figura 4.11 - Controlador de temperatura de dois canais.

O segundo controlador, modelo MT-511-Ri, mostrado na Figura 4.12, estava montado de tal forma que pudesse medir o valor da temperatura do ar na saída do condensador.



Figura 4.12 - Controlador de temperatura de um canal.

Assim, eram medidos três valores de temperatura, úteis para controlar o processo de desumidificação e aquecimento do ar.

Neste trabalho, para a medição da umidade relativa, foram utilizados dois higrômetros digitais, modelo HI-09Ri fabricados pela empresa Full Gauge Controls, mostrados na Figura 4.13, dotados de sensores para medir o valor da umidade relativa na entrada do evaporador e na saída do condensador.



Figura 4.13 - Higrômetros digitais e o detalhe do sensor de umidade relativa.

Para monitoração da pressão, tanto no circuito de alta pressão (depois da compressão) quanto no circuito de baixa pressão (depois da expansão), foram utilizados dois manômetros da marca Shine Year, mostrados nas Figuras 4.14 e 4.15. A monitoração das pressões permite avaliar as condições de operação do fluido refrigerante, verificando se está trabalhando dentro das características termodinâmicas (pressão, temperatura, entalpia, entropia) interessantes para o processo.

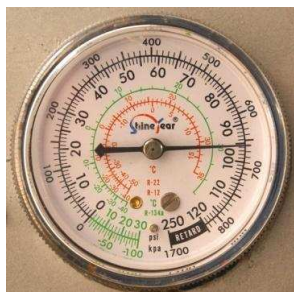


Figura 4.14 – Manômetro para leitura de baixa pressão (até 830 kPa).

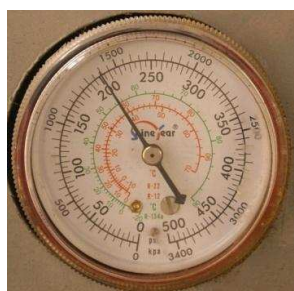


Figura 4.15 – Manômetro para leitura de alta pressão (até 3.400 kPa).

O silo secador, mostrado na Figura 4.16, utilizado para o experimento, foi construído de alvenaria, com 2 m de diâmetro interno e 4 m de altura, sobre uma câmara de homogeneização de ar (plenum) de 0,4 m de altura. Seu volume interno calculado é de 12,6 m<sup>3</sup>, o que é suficiente para armazenar, aproximadamente, 12.000 litros de café.

O fundo do silo foi construído com chapas perfuradas de aço, para possibilitar fluidez do ar para secagem e aeração.

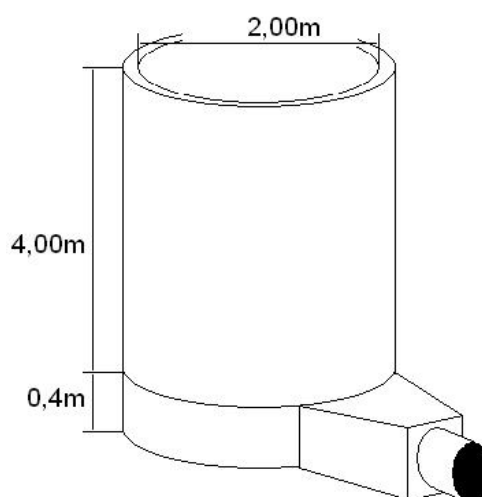


Figura 4.16 – Silo secador-armazenador.

#### 4.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O comportamento da bomba de calor acoplada ao silo secador-armazenador foi testado para as variações de temperatura no ambiente, na saída da bomba de calor, na câmara de homogeneização de ar (plenum) e no topo do silo. A umidade relativa do ar foi medida na entrada e na saída da bomba de calor, na câmara de homogeneização de ar (plenum) e no topo do silo.

As medições foram feitas nos horários de 17:00 h até às 18:20 h do dia 11 de agosto de 2008 e de 7:45 h até às 9:15 h do dia 13 de agosto de 2008.

Para a escolha desses horários levaram-se em conta os horários de funcionamento do expediente no laboratório e os horários quando os valores de umidade relativa do ar ambiente são mais altos. Também foram considerados os horários de encerramento das atividades e operação do equipamento em outros experimentos, no dia 11 de agosto e de antes do início dessas atividades, na manhã do dia 13 de agosto.

O processo para obtenção das leituras foi iniciado ligando-se a bomba de calor com o inversor de frequência, responsável por controlar o motor do compressor, ajustado na frequência de 10 Hz, menor valor ajustável para o modo de operação escolhido. O equipamento foi mantido nesse ajuste até que todos os valores de leitura fossem estabilizados (cerca de 10 minutos).

Os valores medidos, nos três ambientes da bomba de calor, destacados na Figura 4.17, foram obtidos com auxílio dos instrumentos da própria bomba de calor. As medições de temperatura na câmara de homogeneização de ar (plenum) e no topo do silo foram feitas utilizando-se os dispositivos endereçáveis U-METER<sup>®</sup>. Os valores foram armazenados em uma planilha para posterior análise das temperaturas nos três ambientes da bomba de calor, no ambiente próximo ao topo do silo e na câmara de homogeneização de ar (plenum).

Para modificar o regime de operação do compressor tipo espiral (scroll) da bomba de calor foi utilizado um inversor de frequência da marca WEG, modelo CFW 09 com potência máxima na saída de 3 cv (2,2 kW), ajustado manualmente, para cada nova leitura. A cada novo ajuste, esperou-se quatro

minutos para que todos os valores se estabilizassem. As leituras foram feitas e os valores armazenados em uma planilha, conforme Tabelas 4.1 e 4.2.

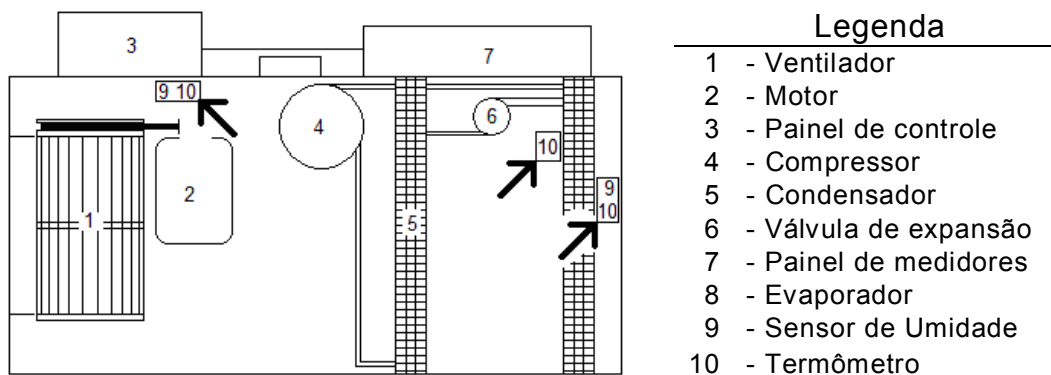


Figura 4.17 - Vista de cima da bomba de calor destacando, com setas, os locais de medição.

A eficiência dessa bomba de calor para o processo de secagem foi demonstrada por meio de um processo de secagem de, aproximadamente, 1000 litros de café descascado, despulpado e desmucilado, com um teor de água inicial de 25% b.u. no silo secador-armazenador. O teor de água dessa massa de café foi reduzido em duas etapas. Na primeira etapa, a bomba de calor permaneceu ligada durante 6 (seis) horas e promoveu uma redução do teor de água de 25% bu para 16% bu com o inversor de frequência ajustado para 55 Hz. Na segunda etapa, a bomba de calor permaneceu ligada durante apenas duas horas e o teor de água foi reduzido de 16% bu para 11% bu, com o inversor ajustado para 60 Hz.

Quando ajustada na frequência de 55 Hz, a bomba de calor forneceu ar de secagem com umidade relativa de 19,0% a uma temperatura 35,1°C. Já na frequência de 60 Hz, a bomba de calor forneceu ar de secagem com umidade relativa de 16,0% a uma temperatura 36,6°C. A Tabela 4.1 contém os valores de temperatura e umidade relativa no ambiente da bomba de calor e no ambiente do silo, coletados entre 17:00h e 18:20h do dia 11 de agosto de 2008.

O procedimento que foi adotado permitiu medições para frequências entre 10 Hz e 65 Hz, de 5 em 5 Hz. A cada novo valor ajustado, aguardou-se a estabilização das leituras. Depois de 4 minutos, obteve-se valores crescentes de temperatura e valores decrescentes de umidade relativa do ar na saída da

bomba de calor e na câmara de homogeneização de ar (plenum), na medida em que os valores ajustados de frequência foram aumentados.

Tabela 4.1 – Valores experimentais de temperatura e umidade relativa, observados no dia 11/08/2008, no período vespertino

Freq. (Hz)	Medidores da Máquina Cool Seed					Medidores do sistema 1-Wire™			
	Temperatura (°C)			Umidade Relativa (%)		Temperatura (°C)		Umidade Relativa (%)	
	Ext.	Evap.	Saída	Ext.	Comp.	Ext.	Plenum	Ext.	Plenum
10,00	21,80	17,40	20,60	65,50	70,50	22,40	23,40	60,00	57,00
15,00	21,10	16,50	22,00	67,50	70,50	22,20	23,80	67,00	59,00
20,00	20,80	15,10	24,10	67,50	49,50	21,70	24,50	64,00	51,00
25,00	20,30	14,20	25,70	71,00	44,00	21,10	25,60	68,00	45,00
30,00	20,10	13,30	27,40	73,50	38,50	21,10	26,60	75,00	40,00
35,00	19,90	11,90	29,10	69,50	30,50	20,60	27,20	73,00	34,00
40,00	19,50	10,80	30,70	72,50	28,50	20,70	28,80	74,00	31,00
45,00	19,50	10,40	32,80	73,50	24,50	20,40	29,90	73,00	27,00
50,00	19,40	9,60	34,60	75,50	20,50	20,20	31,70	76,00	24,00
55,00	19,20	8,70	35,10	76,50	19,00	19,80	32,30	81,00	23,00
60,00	19,00	8,20	36,60	76,50	16,00	19,70	32,80	81,00	22,00
65,00	19,00	8,30	37,00	77,00	15,50	19,80	33,00	82,00	21,00

**Ext. = Ambiente externo; Evap. = Evaporador; Comp. = Compressor**

A variação de temperatura na saída da bomba de calor pode ser observada no gráfico da Figura 4.18. A variação de temperatura é crescente, na medida em que a frequência aumenta, de acordo com as condições utilizadas nesse trabalho.

Observou-se que ao final da tarde, a temperatura ambiente diminuiu, mas a tendência de crescimento da temperatura do ar na saída da bomba de calor se manteve.

O modelo matemático que melhor se ajustou aos dados experimentais de temperatura em função da frequência foi uma equação polinomial de segundo grau, com um coeficiente de determinação,  $R^2$ , igual a 0,994, conforme a Equação 4.1.

$$T = -0,002 f^2 + 0,513 f + 14,48 \quad (4.1)$$

em que:

- T - Temperatura em, °C
- f - Frequência, Hz.

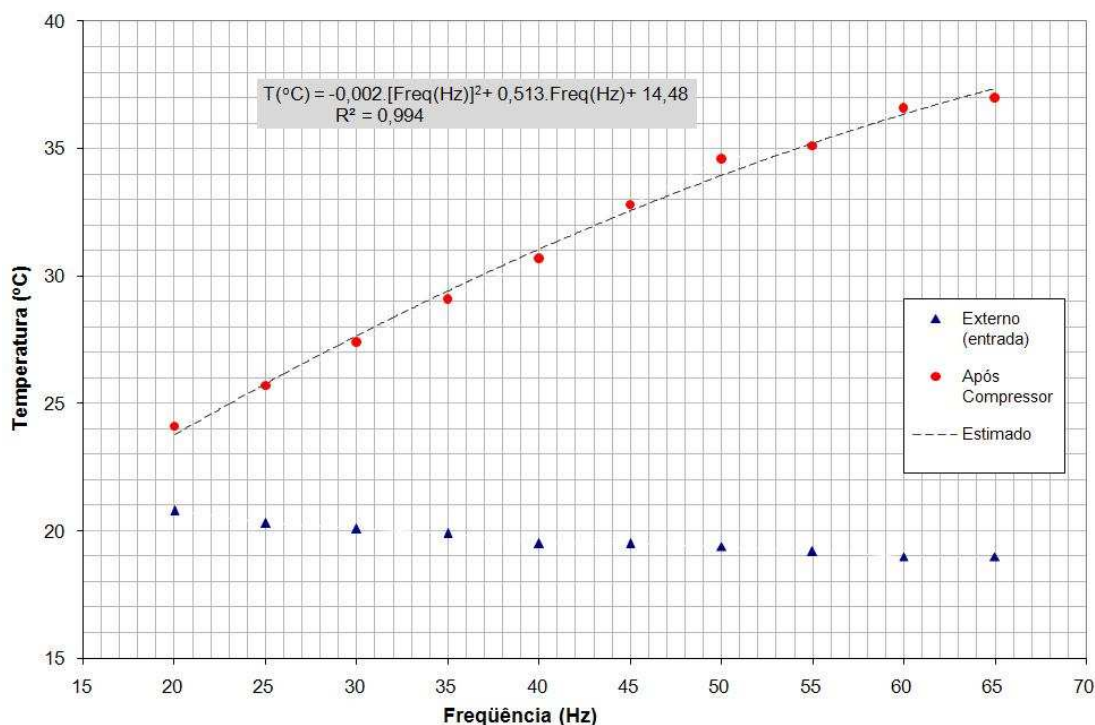


Figura 4.18 – Comportamento da temperatura do ar ambiente e na saída da bomba de calor nos testes realizados no período vespertino.

Essa variação de temperatura está relacionada, também, à variação da temperatura ambiente. A diferença entre as duas se manteve crescente durante o teste (Figura 4.28). Pôde-se destacar a facilidade de aquecimento do ar atmosférico para ser utilizado em processo de secagem de grãos, com o aumento da rotação do compressor da bomba de calor pelo ajuste da frequência de acionamento, fornecida pelo inversor.

A variação de umidade relativa do ar na saída da bomba de calor pode ser observada no gráfico da Figura 4.19. Apresenta um comportamento decrescente, na medida em que a frequência aumenta. Ao final da tarde, o valor da umidade relativa do ar ambiente aumentou e a bomba de calor manteve sua tendência, reduzindo a umidade relativa e fornecendo ar, em sua saída, com umidade relativa menor que a anterior, a cada novo valor ajustado.

A diferença entre umidade relativa do ar ambiente e do ar na saída da bomba de calor se mostrou crescente.

O modelo matemático que melhor se ajustou aos dados experimentais de umidade relativa em função da frequência foi uma equação polinomial de

segundo grau, com um coeficiente de determinação,  $R^2$ , igual a 0,995, conforme a Equação 4.2.

$$\varphi = 0,013 f^2 - 1,894 f + 82,49 \quad (4.2)$$

em que:

$\varphi$  - Umidade relativa, %.

$f$  - Freqüência, Hz.

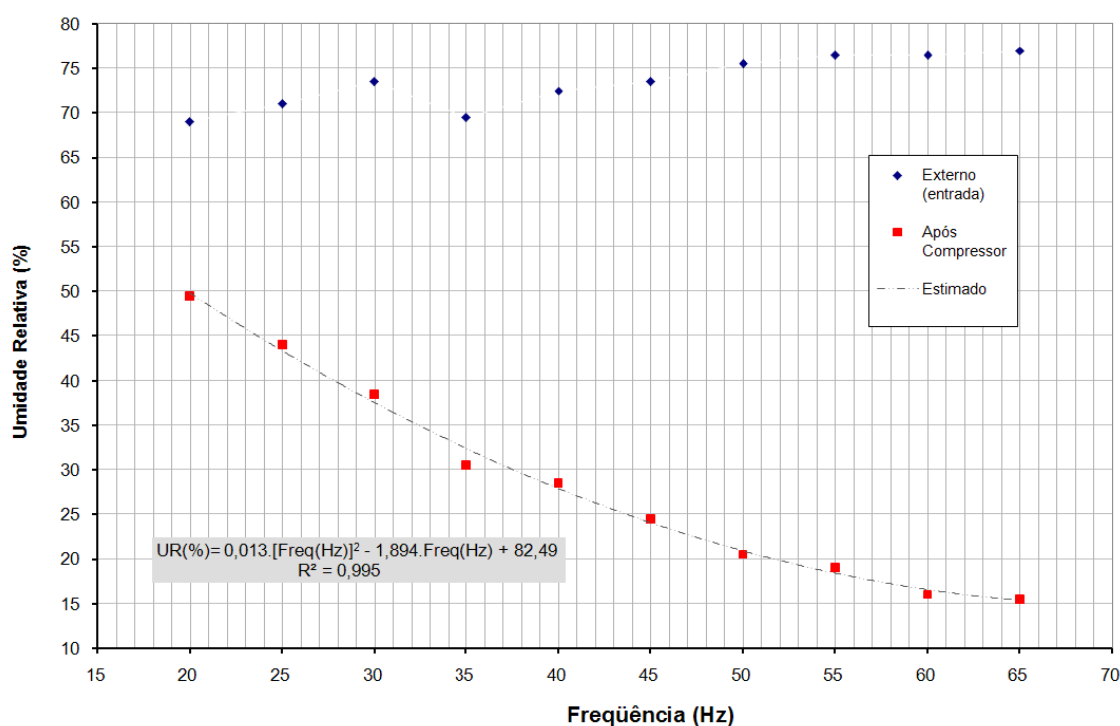


Figura 4.19 – Comportamento da umidade relativa do ar ambiente e na saída da bomba de calor nos testes realizados no período vespertino.

A variação da umidade relativa do ar na saída da bomba de calor também foi influenciada pela variação da umidade relativa do ar ambiente, resultando no aspecto parabolóide da curva mostrada na Figura 4.19. A diferença entre a umidade relativa do ar na saída da bomba de calor e a umidade relativa do ar ambiente se manteve crescente durante o experimento. O equipamento possibilitou a redução da umidade relativa do ar atmosférico, quando acoplado à câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo, em função do ajuste da freqüência no inversor de freqüência.

A Tabela 4.2 contém os valores de temperatura e umidade relativa obtidos no ambiente da bomba de calor e no ambiente do silo, coletados entre 7:45 h e 9:15 h do dia 13 de agosto de 2008. Foi utilizado o mesmo procedimento do teste anterior.

Tabela 4.2 – Valores experimentais de temperatura e umidade relativa, observados no dia 13/08/2008, no período matutino

Freq. (Hz)	Medidores da Máquina Cool Seed					Medidores do sistema 1-Wire™			
	Temperatura (°C)			Umidade Relativa (%)		Temperatura (°C)		Umidade Relativa (%)	
	Ext.	Evap.	Saída	Ext.	Comp.	Ext.	Plenum	Ext.	Plenum
10,00	14,50	12,90	15,40	94,05	84,00	14,80	16,50	96,00	77,00
15,00	15,00	12,70	17,60	93,00	71,00	15,70	17,80	93,00	69,00
20,00	15,30	12,40	19,50	92,50	64,00	15,80	18,50	92,00	64,00
25,00	15,80	11,50	22,50	91,00	49,50	16,40	20,90	91,00	53,00
30,00	16,50	10,40	25,10	89,50	39,40	16,80	23,40	90,00	44,00
35,00	16,50	10,00	27,30	83,50	33,50	17,30	24,70	82,00	38,00
40,00	17,60	9,40	28,80	79,00	29,00	18,00	25,90	79,00	35,00
45,00	17,90	8,70	30,30	76,50	25,50	18,50	27,00	77,00	30,00
50,00	18,10	8,00	32,00	75,50	21,50	18,80	28,20	74,00	27,00
55,00	18,30	7,40	33,90	73,50	18,50	19,10	29,70	73,00	24,00
60,00	18,50	6,70	35,30	71,50	16,00	19,20	30,80	72,00	21,00
65,00	18,70	6,90	36,50	72,00	14,50	19,40	33,10	72,00	19,00

**Ext. = Ambiente externo; Evap. = Evaporador; Comp. = Compressor**

O mesmo tempo de estabilização das leituras foi considerado (4 minutos). Foram observados valores crescentes de temperatura e valores decrescentes de umidade relativa na saída da bomba de calor e na câmara de homogeneização de ar (plenum), com características operacionais semelhantes e próximas das obtidas para o experimento vespertino, na medida em que os valores ajustados de frequência eram aumentados.

A variação de temperatura na saída da bomba de calor pode ser observada no gráfico da Figura 4.20.

A variação crescente da temperatura na medida em que a frequência foi aumentada confirmou-se. A temperatura ambiente, ao final desse teste apresentou um acréscimo de cerca de 4 graus em relação à temperatura no começo. A tendência de crescimento da temperatura do ar na saída da bomba de calor se manteve.

A temperatura atingiu patamares menores do que aquelas obtidas no teste vespertino, devido ao fato de a temperatura ambiente ter sido menor no período matutino. A mesma facilidade de aquecimento do ar atmosférico pôde ser constatada, com o aumento da rotação do compressor da bomba de calor pelo ajuste da frequência do inversor.

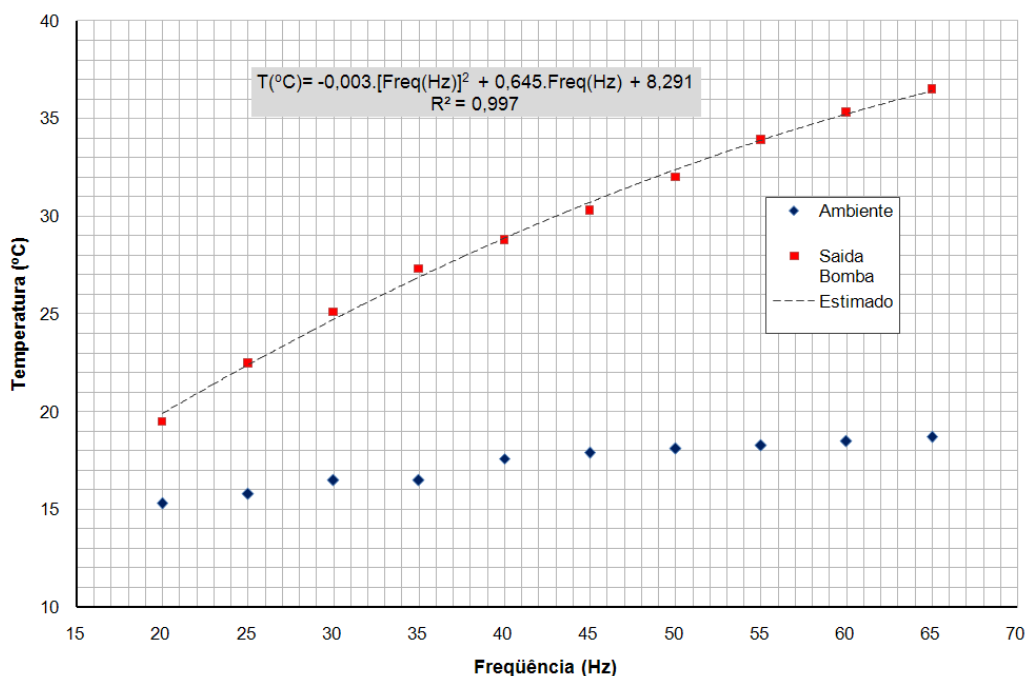


Figura 4.20 – Comportamento da temperatura do ar ambiente e na saída da bomba de calor no teste realizado no período matutino.

O modelo matemático que melhor se ajustou aos dados experimentais de temperatura em função da frequência foi uma equação polinomial de segundo grau, com um coeficiente de determinação,  $R^2$ , igual a 0,997, conforme a Equação 4.3.

$$T = -0,003 f^2 + 0,645 f + 8,291 \quad (4.3)$$

A variação de umidade relativa do ar na saída da bomba de calor pode ser observada no gráfico da Figura 4.21.

A variação da umidade relativa manteve-se decrescente, na medida em que a frequência aumentou, de uma forma mais acentuada que no teste realizado no período vespertino, devido às condições da umidade relativa inicial.

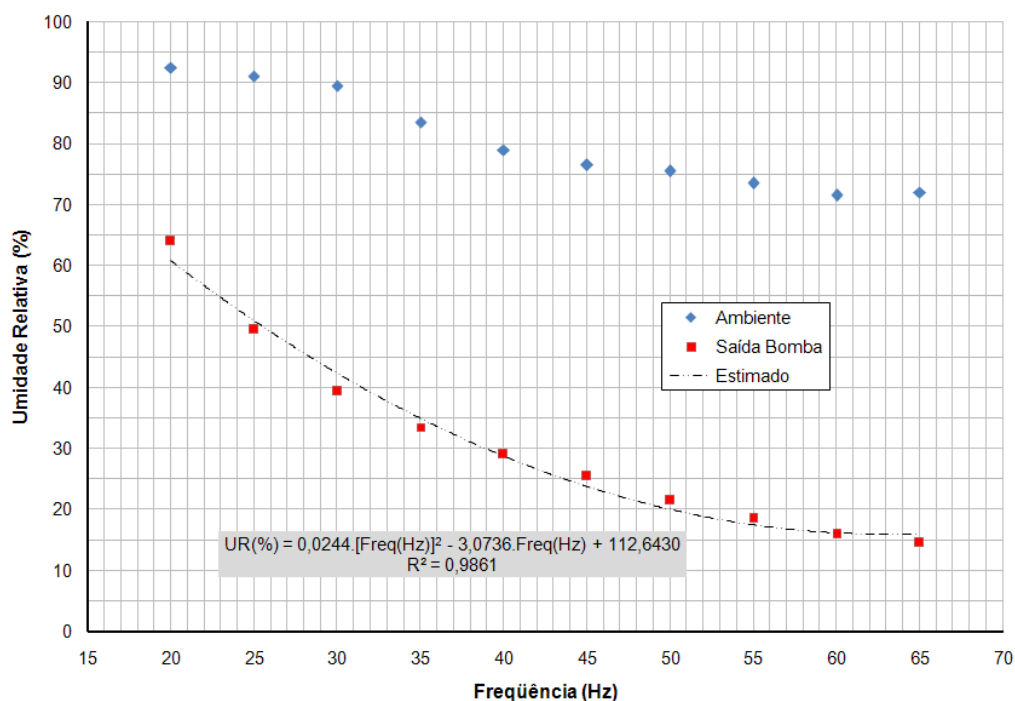


Figura 4.21 – Comportamento da umidade relativa do ar ambiente e na saída da bomba de calor no teste realizado no período matutino.

O modelo matemático que melhor se ajustou aos dados experimentais de umidade relativa em função da frequência foi uma equação polinomial de segundo grau, com um coeficiente de determinação,  $R^2$ , igual a 0,986, expresso pela Equação 4.4.

$$\varphi = 0,0244 f^2 - 3,0736 f + 112,6430 \quad (4.4)$$

A evolução psicrométrica do ar na saída da bomba de calor foi representada, na Figura 4.22, para o teste realizado no período vespertino e na Figura 4.23, para o matutino. Os resultados são mostrados, de forma simplificada, por meio de 4 pontos de estado, relacionando-se a temperatura e a umidade relativa nos segmentos do diagrama psicrométrico para a altitude da cidade de Viçosa, MG. Para traçar o gráfico psicrométrico e calcular as propriedades psicrométricas do ar, foi utilizado o programa computacional GRAPSI® (LOPES et al., 2008).

Pôde-se observar no diagrama psicrométrico da Figura 4.22, que a umidade relativa e a umidade absoluta do ar diminuíram, ao passo que a temperatura, a entalpia e o volume específico aumentaram.

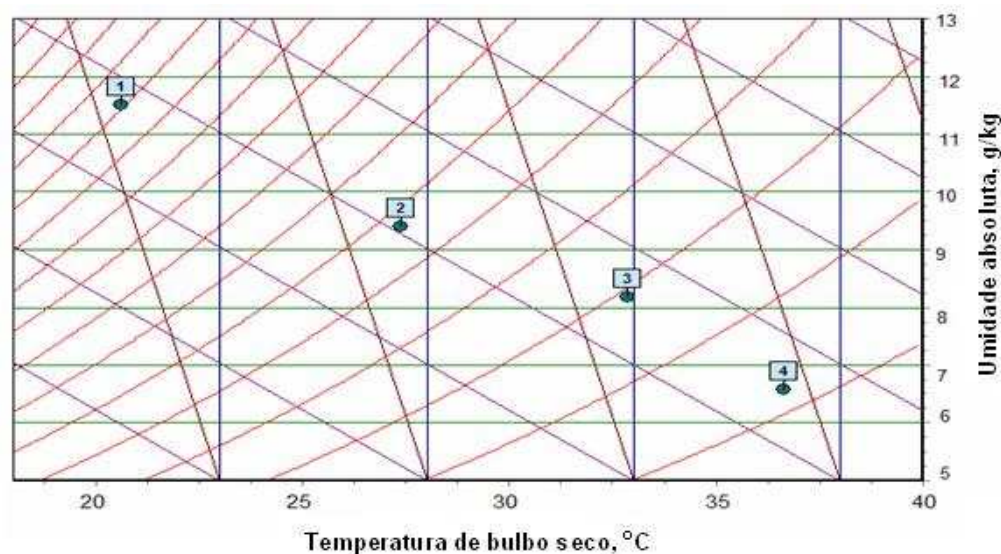


Figura 4.22 – Fragmento do diagrama psicrométrico com 4 pontos da avaliação do teste realizado no período vespertino.

Na Tabela 4.3 são apresentados os valores dessas grandezas psicrométricas para o estado inicial (ponto de estado 1) e o final (ponto de estado 4).

Na Figura 4.23, observa-se, novamente, que a umidade relativa e a umidade absoluta do ar diminuiram, enquanto a temperatura, a entalpia e o volume específico aumentaram.

Na Tabela 4.4 encontram-se os valores dessas grandezas psicrométricas para o estado inicial (ponto de estado 1) e o final (ponto de estado 4).

Tabela 4.3 – Valores das grandezas psicrométricas no estágio inicial e final para o teste realizado no período vespertino

Propriedade psicrométrica	Estado 1	Estado 4
Umidade Relativa	70,50 %	16,00 %
Temperatura	20,50 °C	36,60 °C
Umidade absoluta	11,50 g/kg	6,50 g/kg
Entalpia	49,90 kcal/kg	53,40 kcal/kg
Volume Específico	0,94 m <sup>3</sup> /kg	1,02 m <sup>3</sup> /kg

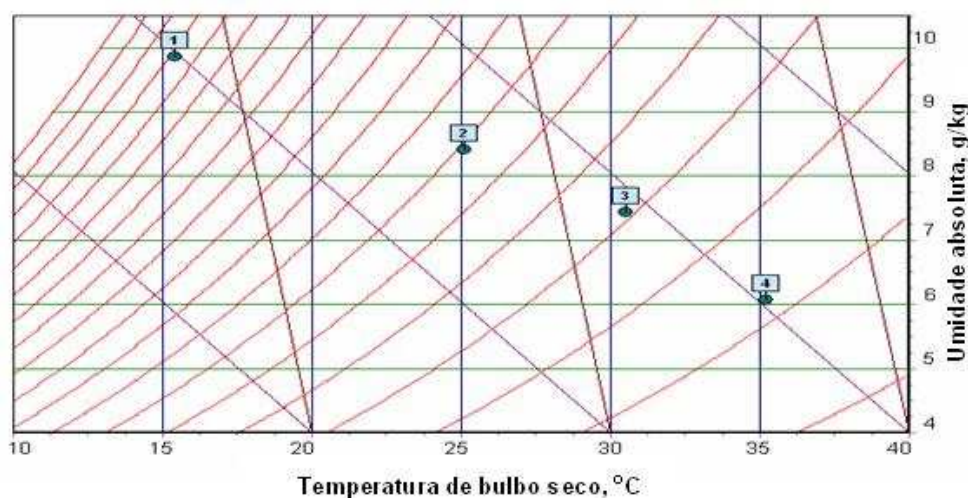


Figura 4.23 – Fragmento do diagrama psicrométrico com 4 pontos da avaliação do teste realizado no período matutino.

Tabela 4.4 – Valores das grandezas psicrométricas nos estágio inicial e final para o teste realizado no período matutino

Propriedade Psicrométrica	Estado 1	Estado 4
Umidade Relativa	84,0 %	16,0 %
Temperatura	15,4 °C	35,3 °C
Umidade absoluta	9,9 g/kg	6,1 g/kg
Entalpia	40,5 kcal/kg	40,5 kcal/kg
Volume Específico	0,93 m <sup>3</sup> /kg	0,98 m <sup>3</sup> /kg

Nos dois testes pôde-se constatar que, para o ar na saída da bomba de calor, no estado 4 do experimento, foram obtidas propriedades psicrométricas que o tornaram um ar próprio para o processo de secagem de produtos agrícolas.

#### 4.4.1. Comparação dos valores de temperatura na saída da bomba de calor e no plenum do silo.

A Tabela 4.5 contém os valores de temperatura obtidos nos experimentos realizados no período vespertino, no dia 11/08/2008, e no matutino, no dia 13/08/2008, e o valor médio obtido por meio de média aritmética.

A partir dos dados coletados, observou-se que, inicialmente, para os valores menores de frequência ajustada no inversor, a temperatura para o

experimento no horário vespertino apresentou valores ligeiramente superiores aos valores medidos no horário matutino, para as mesmas frequências.

Tabela 4.5 – Temperatura do ar na saída da bomba de calor e na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo

Freq. (Hz)	Saída da bomba de calor (°C)			Plenum do Silo (°C)		
	11/8/2008	13/8/2008	Média	11/8/2008	13/8/2008	Média
	Teste à tarde	Teste de manhã	Tarde e Manhã	Teste à tarde	Teste de manhã	Tarde e Manhã
10	20,60	15,40	18,00	23,40	16,50	19,95
15	22,00	17,60	19,80	23,80	17,80	20,80
20	24,10	19,50	21,80	24,50	18,50	21,50
25	25,70	22,50	24,10	25,60	20,90	23,25
30	27,40	25,10	26,25	26,60	23,40	25,00
35	29,10	27,30	28,20	27,20	24,70	25,95
40	30,70	28,80	29,75	28,80	25,90	27,35
45	32,80	30,30	31,55	29,90	27,00	28,45
50	34,60	32,00	33,30	31,70	28,20	29,95
55	35,10	33,90	34,50	32,30	29,70	31,00
60	36,60	35,30	35,95	32,80	30,80	31,80
65	37,00	36,50	36,75	33,00	33,10	33,05

A Figura 4.24 contém o gráfico comparativo entre os valores de temperatura do ar na saída da bomba de calor, para os dois experimentos. Os valores da temperatura externa variaram na faixa de 21,7°C a 19°C, durante o experimento no período vespertino, e entre 14,5°C e 18,7°C, durante o experimento no período matutino. A temperatura sempre aumentou com o incremento da frequência do inversor, estabilizando-se próximos e estáveis para ambos os experimentos.

À medida que os valores de frequência ajustados no inversor foram incrementados, a diferença entre os valores de temperatura obtidos nos experimentos tornou-se bem pequena. Ajustando-se a frequência do inversor em 10 Hz, a temperatura foi de 20,60°C no teste realizado no período vespertino e 15,40°C no matutino. Quando a frequência do inversor foi ajustada em 60 Hz, a temperatura foi de 36,60°C no teste realizado no período vespertino e 35,30°C no matutino.

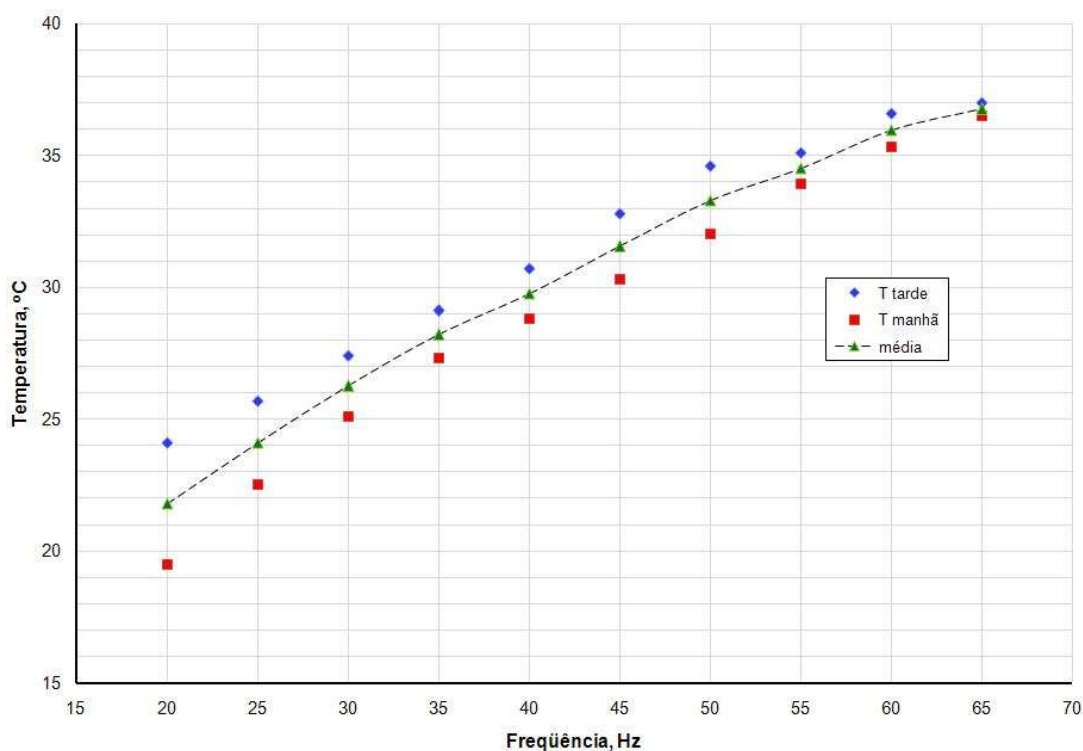


Figura 4.24 – Comparação entre temperaturas na saída da bomba de calor para os experimentos no período vespertino e matutino.

Os valores de temperatura do ar na saída da bomba de calor, tanto para o horário matutino quanto para o vespertino, não se diferenciaram de forma significativa para os valores de frequência utilizados nos testes (20 a 65 Hz).

Ao ajustar o inversor de frequência para 65 Hz, as temperaturas observadas nos dois testes foram, praticamente, as mesmas (37,00°C no teste vespertino e 36,50°C no matutino).

A Figura 4.25 mostra a comparação entre os valores de temperaturas observadas na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo. As temperaturas nos dois experimentos, para temperaturas externas variando entre 23,40°C e 16,50°C, durante o experimento vespertino, e entre 14,80°C e 19,40°C, durante o experimento matutino, aumentaram com o incremento da frequência, estabilizando-se em valores próximos e estáveis. Com o aumento dos valores de frequência ajustados no inversor, a diferença entre os valores de temperatura obtidos nos experimentos diminuiu. Ajustando-se a frequência no inversor em 20 Hz, a temperatura observada foi 24,50°C, no teste vespertino, e 18,50°C no matutino. Quando a frequência no inversor foi ajustada em 60 Hz, a temperatura observada foi 32,80°C no teste vespertino e 30,80°C no matutino.

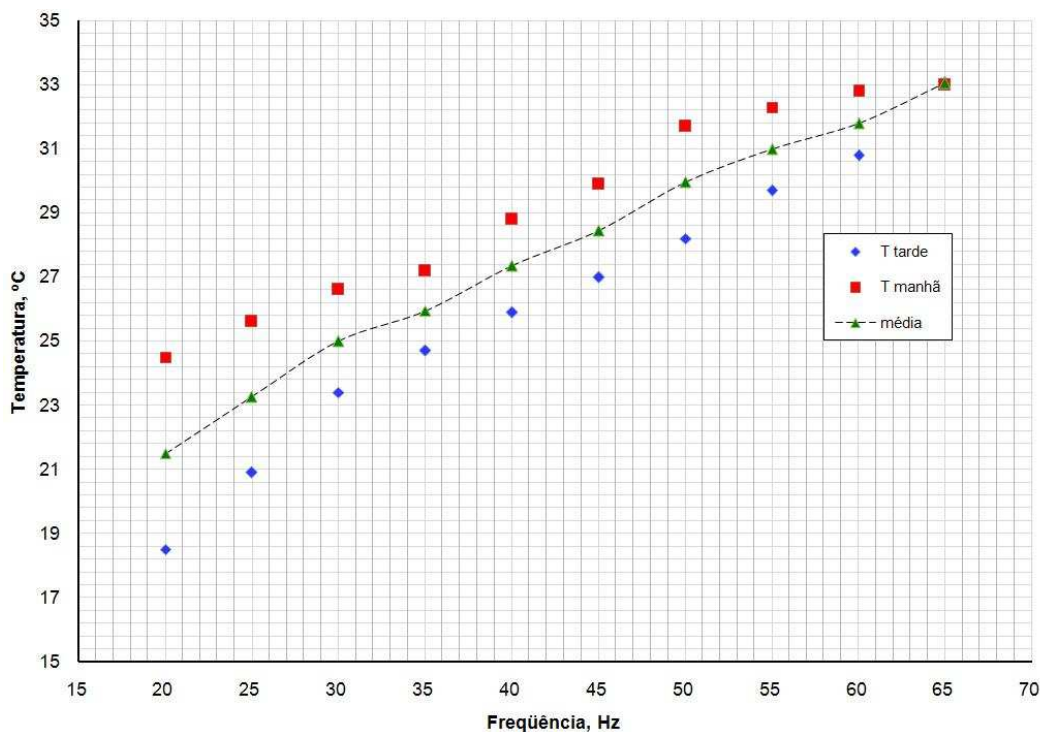


Figura 4.25 – Comparação entre temperaturas na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo para os experimentos vespertino e matutino.

Observou-se que os valores de temperatura do ar de saída da bomba de calor, tanto para o horário matutino quanto para o vespertino, não variaram significativamente para os valores de frequência utilizados nos testes.

Ao ajustar o inversor de frequência para 65 Hz, as temperaturas observadas nos dois testes foram, praticamente, as mesmas (33,00°C no teste vespertino e 33,10°C no matutino).

#### 4.4.2. Comparação dos valores de umidade relativa na saída da bomba de calor e na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo.

A Tabela 4.6 contém os valores de umidade relativa do ar obtidos nos experimentos realizados no período vespertino, no dia 11/08/2008, e no experimento matutino, no dia 13/08/2008, e o valor médio obtido por meio de média aritmética.

Tabela 4.6 – Umidade relativa do ar na saída da bomba de calor e na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo

Freq. (Hz)	Saída da bomba de calor (%)			Plenum do silo (%)		
	11/8/2008	13/8/2008	Média	11/8/2008	13/8/2008	Média
	Teste à tarde	Teste de manhã	Tarde e Manhã	Teste à tarde	Teste de manhã	Tarde e Manhã
10	70,50	84,00	77,25	57,00	77,00	67,00
15	70,50	71,00	70,75	59,00	69,00	64,00
20	49,50	64,00	56,75	51,00	64,00	57,50
25	44,00	49,50	46,75	45,00	53,00	49,00
30	38,50	39,40	38,95	40,00	44,00	42,00
35	30,50	33,50	32,00	34,00	38,00	36,00
40	28,50	29,00	28,75	31,00	35,00	33,00
45	24,50	25,50	25,00	27,00	30,00	28,50
50	20,50	21,50	21,00	24,00	27,00	25,50
55	19,00	18,50	18,75	23,00	24,00	23,50
60	16,00	16,00	16,00	22,00	21,00	21,50

Para valores menores de frequência ajustada no inversor, em geral, os valores de umidade relativa, para o experimento no horário vespertino, foram ligeiramente inferiores àqueles observados no horário matutino, para as mesmas frequências.

A Figura 4.26 mostra a comparação entre os valores de umidade relativa do ar na saída da bomba de calor. Os valores de umidade relativa do ar para os dois experimentos, quando a umidade relativa externa variava entre 65,50% e 70,00%, durante o experimento vespertino, e entre 94,50% e 72,00%, durante o experimento matutino, diminuíram com o incremento da frequência do inversor, estabilizando-se em valores próximos e estáveis.

À medida que os valores de frequência no inversor eram incrementados, as diferenças entre os valores de umidade relativa, observadas nos experimentos, tornavam-se menores. A partir dos valores ajustados para a frequência do inversor acima de 30 Hz, praticamente, as diferenças observadas nos dois experimentos se igualaram, continuando a decrescer até que, em 60 Hz, atingiram 16,00%, em ambos os testes.

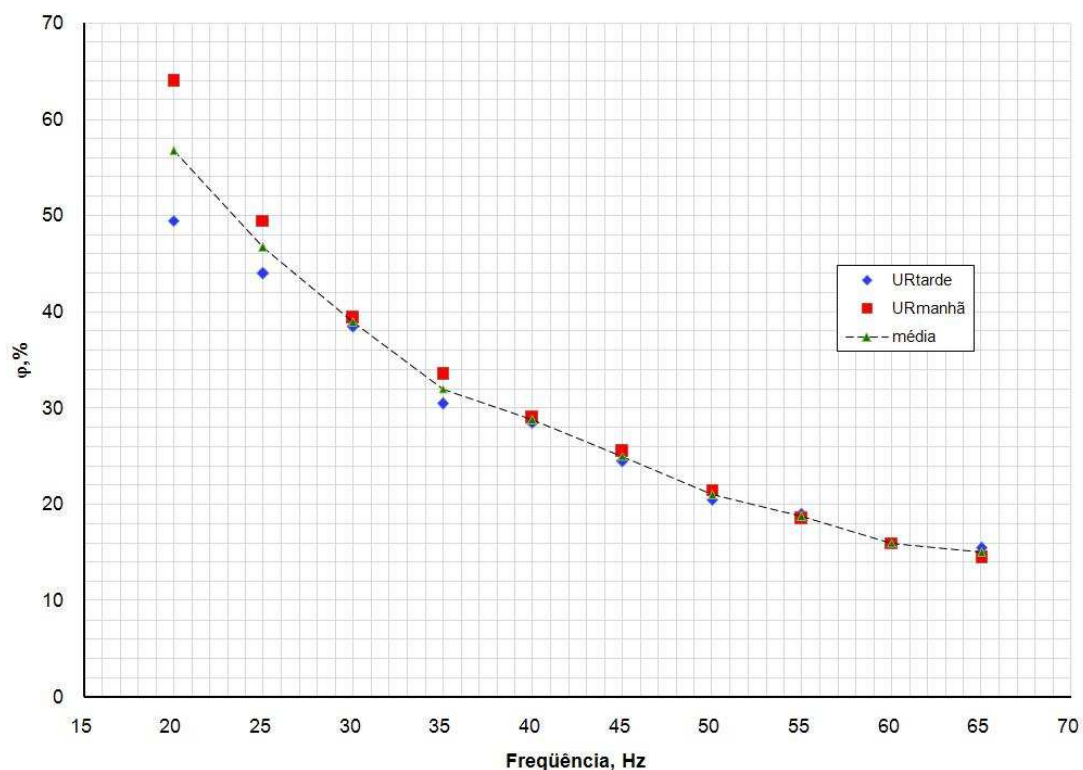


Figura 4.26 – Comparação entre os valores de umidade relativa do ar na saída da bomba de calor para os experimentos vespertino e matutino.

Os valores de umidade relativa do ar na saída da bomba de calor, tanto para o horário matutino quanto para o vespertino, foram, praticamente, iguais para valores de frequência acima de 30 Hz. Para valores ajustados de frequência abaixo de 30 Hz, a diferença entre os valores de umidade relativa nos dois experimentos foram maiores, embora não tenha ultrapassado a 20 pontos percentuais, no teste vespertino, e 15 pontos percentuais, no matutino. Essas diferenças são justificadas devido ao maior tempo de estabilização da leitura no sensor de umidade relativa, fabricado pela empresa Full Gauge Controls, que foi utilizado para a medição da umidade relativa do ar na saída da bomba de calor.

A Figura 4.27 mostra a comparação entre os valores de umidade relativa na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo para os dois experimentos, vespertino e matutino. Esses valores, em ambos os experimentos, para valores de umidade relativa externa variando entre 60% e 82%, durante o experimento vespertino, e entre 96% e 72%, durante o experimento matutino, diminuíram com o aumento da frequência ajustada no inversor, estabilizando-se em valores próximos e estáveis para cada valor de frequência ajustado.

Para cada incremento da frequência no inversor, a diferença entre os valores de umidade relativa, obtidos em cada experimento, diminuiu. Ajustando-se a frequência do inversor em 10 Hz, essa diferença foi de 70,5%, no teste vespertino, e 84,0%, no matutino. Quando a frequência no inversor foi ajustada em 60 Hz, foram obtidas diferenças de 16,00%, tanto no teste vespertino quanto no matutino.

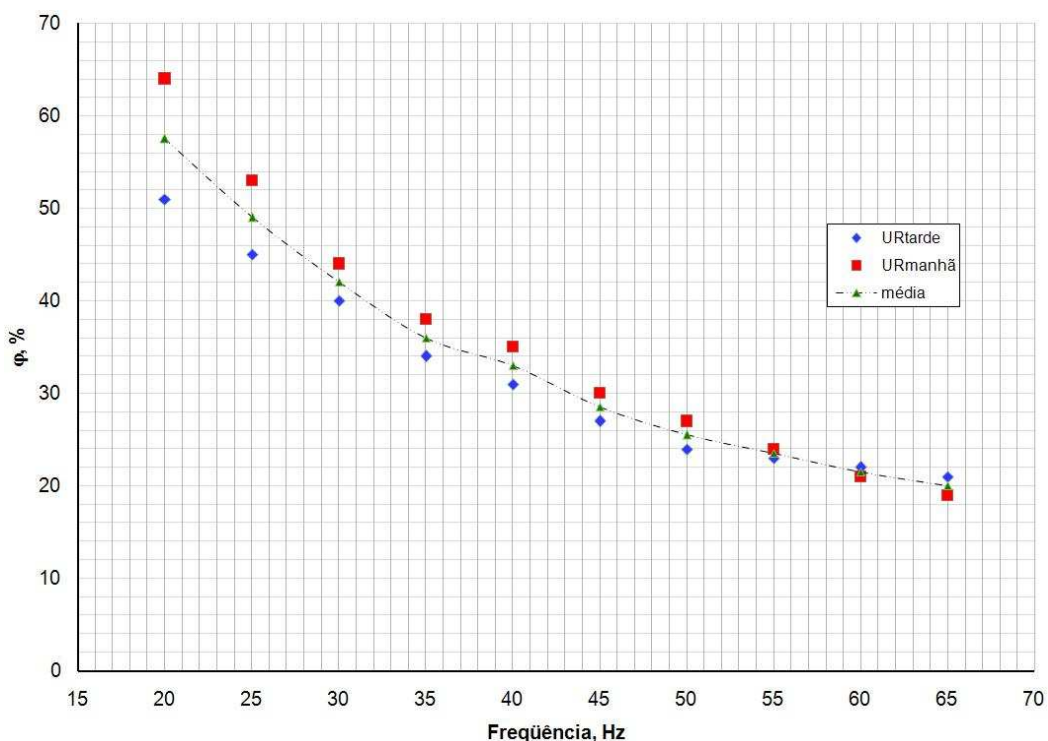


Figura 4.27 – Comparação entre os valores de umidade relativa do ar na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo para os experimentos vespertino e matutino.

Observa que os valores de umidade relativa do ar na saída da bomba de calor, em ambos os experimentos, não se diferenciaram significativamente para valores de frequência acima de 25 Hz. Quando a frequência do inversor foi ajustada para 65 Hz, os valores de umidade relativa foram, praticamente, iguais, com valores de, aproximadamente, 15%, em ambos os experimentos.

#### 4.4.3. Análise das taxas de aquecimento e desumidificação do ar atmosférico

A demonstração da eficácia da bomba de calor, para utilização em processos de secagem de produtos agrícolas, pode ser comprovada pela taxa

de elevação da temperatura e pela taxa de redução da umidade relativa do ar ambiente, para a faixa de velocidade de rotação do compressor de vapor testado.

Foram observados aumentos significativos nas diferenças de temperatura e de umidade relativa na saída da bomba de calor, em relação aos valores medidos para as condições do ambiente, na medida em que os valores de frequência do inversor foram aumentados.

Nas Tabelas 4.7, 4.8, 4.9 e 4.10 e nas Figuras 4.28, 4.29, 4.30 e 4.31, podem ser observados os incrementos na taxa de elevação de temperatura e o crescimento na taxa redução da umidade relativa do ar, em relação às condições do ambiente externo.

Os resultados do teste realizado no período vespertino (11 de agosto de 2008, entre 17h e 18:20h) encontram-se nas Tabelas 4.7 e 4.8, e do período matutino (13 de agosto de 2008, entre 7:45h e 9:15h), encontram-se nas Tabelas 4.9 e 4.10. Os resultados contidos nessas tabelas foram ajustados a modelos matemáticos por meio de regressão, obtendo-se as Equações 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8.

A Tabela 4.7 contém os valores de temperatura do ar, observados na saída da bomba de calor, obtidos no teste do dia 11 de agosto de 2008, no horário vespertino, o resultado estimado pela Equação 4.5 e os erros, absoluto e relativo.

O modelo matemático que melhor se ajustou aos dados experimentais de diferença entre a temperatura do ar na saída da bomba de calor e o ambiente foi um polinômio do segundo grau, conforme Equação 4.5, com um coeficiente de determinação,  $R^2$ , de 0,9964.

$$\Delta T = -0,003 f^2 + 0,605 f + 7,819 \quad (4.5)$$

em que:

- $\Delta T$  - Diferença de entre a temperatura do ar na saída da bomba de calor e o ambiente, °C.
- f - Frequência, Hz.

Os valores da diferença, mostrados na Tabela 4.7, é o resultado entre a temperatura na saída da bomba de calor e a temperatura ambiente, que indica

a taxa de elevação da temperatura do ar depois de ter passado pelo equipamento. A partir desses valores, foi elaborado o gráfico apresentado na Figura 4.28.

Tabela 4.7 – Temperatura do ar na saída da bomba de calor, valores estimados e erros, absoluto e relativo, para o teste vespertino de 11/08/2008

Freq. (Hz)	Temperatura (°C)				Erro	
	Externa	Saída	Diferença	Estimado	Absoluto	Relativo (%)
20	20,80	24,10	3,30	3,08	0,22	0,07
25	20,30	25,70	5,40	5,43	-0,03	-0,01
30	20,10	27,40	7,30	7,63	-0,33	-0,04
35	19,90	29,10	9,20	9,68	-0,48	-0,05
40	19,50	30,70	11,20	11,58	-0,38	-0,03
45	19,50	32,80	13,30	13,33	-0,03	0,00
50	19,40	34,60	15,20	14,93	0,27	0,02
55	19,20	35,10	15,90	16,38	-0,48	-0,03
60	19,00	36,60	17,60	17,68	-0,08	0,00

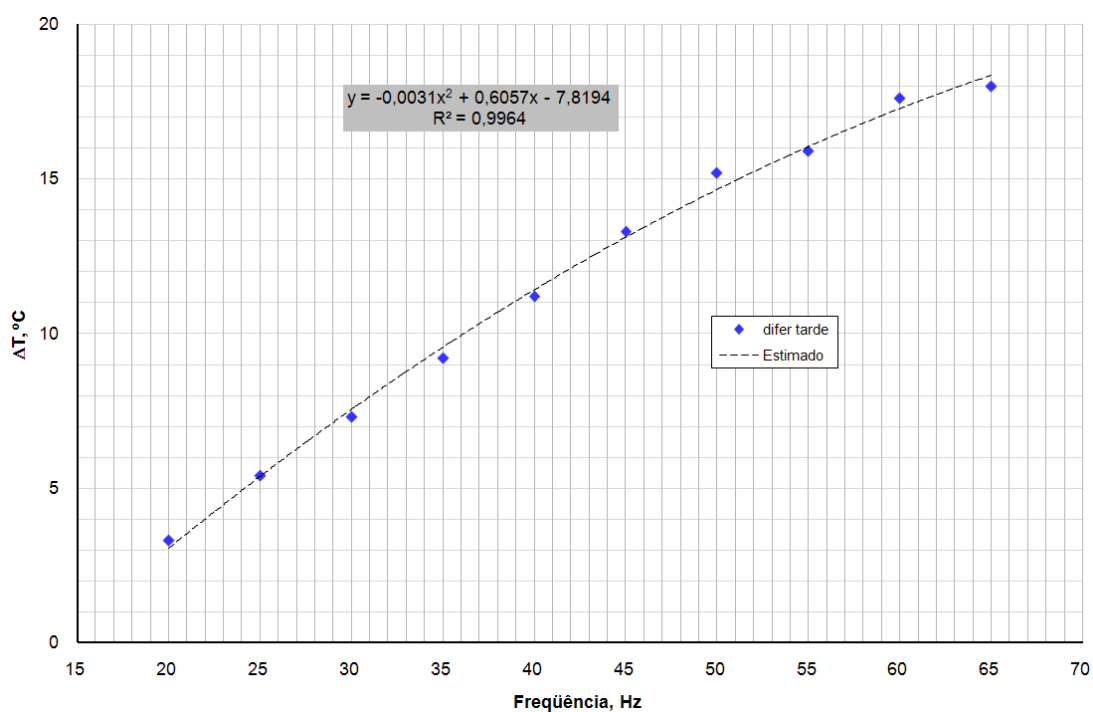


Figura 4.28 – Diferença entre a temperatura do ar na saída da bomba de calor e o ambiente para o teste realizado no período vespertino.

A Tabela 4.8 contém os valores de umidade relativa do ar, observados na saída da bomba de calor, obtidos no teste do dia 11 de agosto de 2008, no

horário vespertino, o resultado estimado pela Equação 4.6 e o erro absoluto e o relativo.

Tabela 4.8 – Umidade relativa na saída da bomba de calor, valores estimados e erros, absoluto e relativo, para o teste vespertino de 11/08/2008

Freq. (Hz)	Umidade relativa (%)				Erro	
	Externa	Saída	Diferença	Estimado	Absoluto	Relativo (%)
20	67,50	49,50	18,00	3,14	1,86	0,59
25	71,00	44,00	27,00	11,74	-9,74	-0,83
30	73,50	38,50	35,00	19,68	-0,18	-0,01
35	69,50	30,50	39,00	26,98	0,02	0,00
40	72,50	28,50	44,00	33,62	1,38	0,04
45	73,50	24,50	49,00	39,62	-0,62	-0,02
50	75,50	20,50	55,00	44,96	-0,96	-0,02
55	76,50	19,00	57,50	49,66	-0,66	-0,01
60	76,50	16,00	60,50	53,70	1,30	0,02

O modelo matemático que melhor se ajustou aos dados experimentais de diferença entre a umidade relativa do ar na saída da bomba de calor e o ambiente foi um polinômio do segundo grau, conforme Equação 4.6, com um coeficiente de determinação,  $R^2$ , de 0,9962.

$$\Delta\varphi = -0,0143 f^2 + 2,1764 f - 19,0333 \quad (4.6)$$

em que:

$\Delta\varphi$  - Diferença de entre a umidade relativa do ar na saída da bomba de calor e o ambiente, %.

f - Freqüência, Hz.

Os valores da diferença, mostrados na Tabela 4.8, é o resultado entre a umidade relativa do ar na saída da bomba de calor e a umidade relativa do ar ambiente, que indica a taxa de elevação da umidade relativa do ar depois de ter passado pelo equipamento. A partir desses valores, foi elaborado o gráfico apresentado na Figura 4.29.

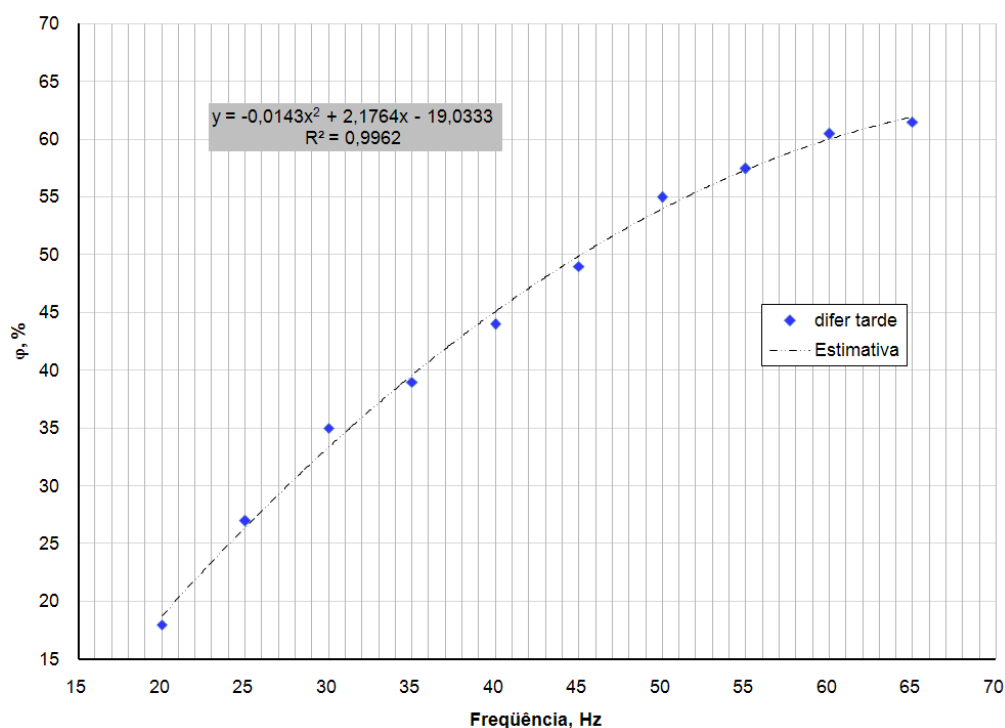


Figura 4.29 – Diferença entre a umidade relativa do ar na saída da bomba de calor e o ambiente para o teste realizado no período vespertino.

A Tabela 4.9 contém os valores de temperatura do ar, observados na saída da bomba de calor, obtidos no teste do dia 13 de agosto de 2008, no horário matutino, o resultado estimado pela Equação 4.7 e os erros, absoluto e relativo.

O modelo matemático que melhor se ajustou aos dados experimentais de diferença entre a temperatura do ar na saída da bomba de calor e o ambiente foi um polinômio do segundo grau, conforme Equação 4.7, com um coeficiente de determinação,  $R^2$ , de 0,990.

$$\Delta T = -0,002 f^2 + 0,465 f + 3,812 \quad (4.7)$$

Os valores da diferença, mostrados na Tabela 4.9, é o resultado entre a temperatura na saída da bomba de calor e a temperatura ambiente, que indica a taxa de elevação da temperatura do ar depois de ter passado pelo equipamento. A partir desses valores, foi elaborado o gráfico apresentado na Figura 4.30.

Tabela 4.9 – Temperatura do ar na saída da bomba de calor, valores estimados e erros, absoluto e relativo, para o teste matutino de 13/08/2008

Freq. (Hz)	Temperatura (°C)				Erro	
	Externa	Saída	Diferença	Estimado	Absoluto	Relativo (%)
20	15,30	19,50	4,20	4,69	0,49	0,10
25	15,80	22,50	6,70	6,56	0,14	0,02
30	16,50	25,10	8,60	8,34	0,26	0,03
35	16,50	27,30	10,80	10,01	0,79	0,08
40	17,60	28,80	11,20	11,59	0,39	0,03
45	17,90	30,30	12,40	13,06	0,66	0,05
50	18,10	32,00	13,90	14,44	0,54	0,04
55	18,30	33,90	15,60	15,71	0,11	0,01
60	18,50	35,30	16,80	16,89	0,09	0,01

A Tabela 4.10 contém os valores de umidade relativa do ar, observados na saída da bomba de calor, obtidos no teste do dia 13 de agosto de 2008, no horário matutino, o resultado estimado pela Equação 4.8 e os erros, absoluto e relativo. A partir desses valores, foi elaborado o gráfico apresentado na Figura 4.31.

O modelo matemático quadrático seguiu os demais modelos. Para os dados experimentais de diferença entre a umidade relativa do ar na saída da bomba de calor e o ambiente o modelo foi um polinômio do segundo grau, conforme Equação 4.8, com um coeficiente de determinação,  $R^2$ , igual a 0,8658.

$$\Delta\varphi = -0,0168 f^2 + 1,9114 f + 1,9509 \quad (4.8)$$

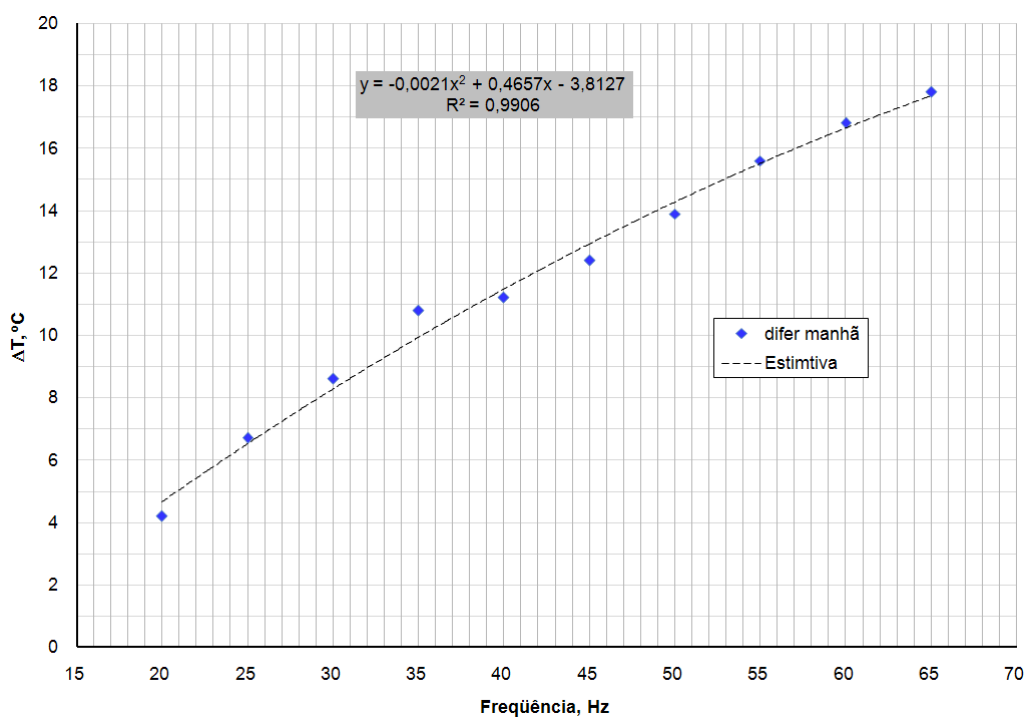


Figura 4.30 – Diferença entre a temperatura do ar na saída da bomba de calor e o ambiente para o teste realizado no período matutino.

Tabela 4.10 – Umidade relativa na saída da bomba de calor, valores estimados e erros, absoluto e relativo, para o teste matutino de 13/08/2008

Freq. (Hz)	Umidade relativa (%)				Erro	
	Externa	Saída	Diferença	Estimado	Absoluto	Relativo (%)
20	92,50	64,00	28,50	19,68	0,18	0,01
25	91,00	49,50	41,50	26,98	0,02	0,00
30	89,50	39,40	50,10	33,62	1,38	0,04
35	83,50	33,50	50,00	39,62	0,62	0,02
40	79,00	29,00	50,00	44,96	0,96	0,02
45	76,50	25,50	51,00	49,66	0,66	0,01
50	75,50	21,50	54,00	53,70	1,30	0,02
55	73,50	18,50	55,00	57,10	0,41	0,01
60	71,50	16,00	55,50	59,84	0,66	0,01

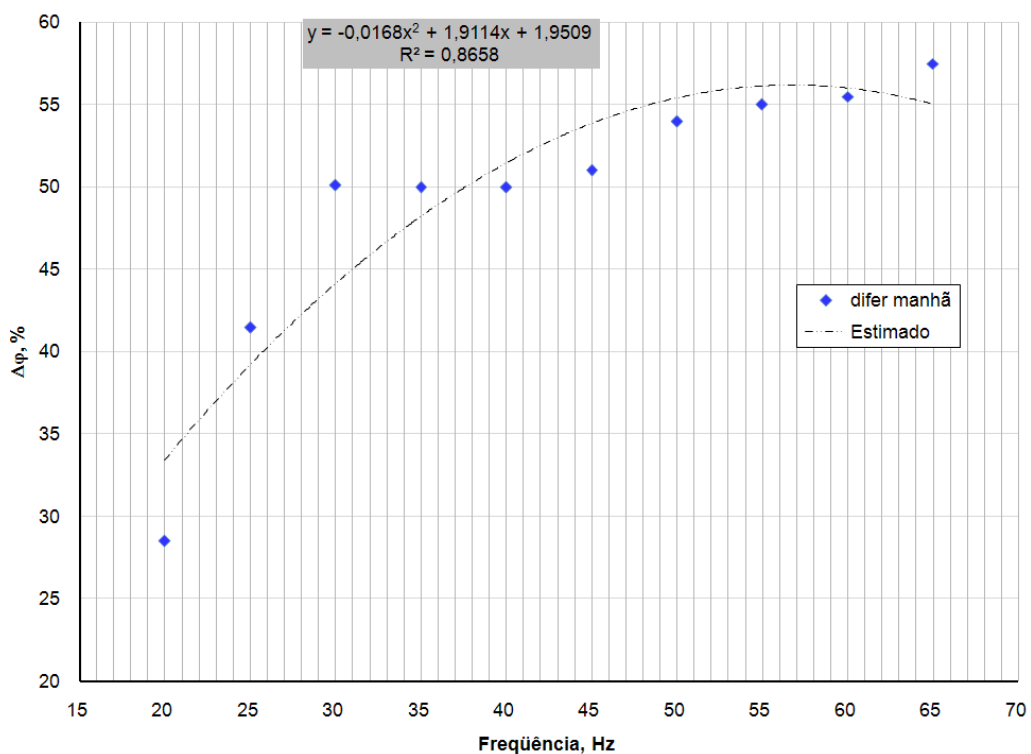


Figura 4.31 – Diferença entre a umidade relativa do ar na saída da bomba de calor e o ambiente para o teste realizado no período matutino.

#### 4.5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Dos dados coletados e analisados, constataram-se comportamentos praticamente lineares para a temperatura na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo em função da frequência ajustada no inversor, tanto no ensaio vespertino quanto no matutino.

Sendo assim, para encontrar uma função que representasse esse comportamento, adotou-se a média das médias, isto é, a média das temperaturas na saída da bomba de calor, a média das temperaturas na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo e a média dessas duas médias para os ensaios, vespertino e matutino, o que resultou na Tabela 4.11.

Para a umidade relativa, o comportamento nos dois ensaios tendeu para parabolóides. O mesmo procedimento de média das médias foi adotado (média na saída da bomba de calor, média no plenum e média das médias). Os valores foram colocados na Tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Temperatura e umidade relativa média na saída da bomba de calor, valores estimados e erros, absoluto e relativo, para o teste matutino de 13/08/2008

Freq. (Hz)	Temperatura do Ar (°C)			Umidade Relativa (%)		
	Média saída	Média plenum	Média Final	Média saída	Média plenum	Média Final
25,0	24,1	23,3	23,7	46,8	49,0	47,9
30,0	26,3	25,0	25,6	39,0	42,0	40,5
35,0	28,2	26,0	27,1	32,0	36,0	34,0
40,0	29,8	27,4	28,6	28,8	33,0	30,9
45,0	31,6	28,5	30,0	25,0	28,5	26,8
50,0	33,3	30,0	31,6	21,0	25,5	23,3
55,0	34,5	31,0	32,8	18,8	23,5	21,1
60,0	36,0	31,8	33,9	16,0	21,5	18,8

Interpolando os valores nessa faixa de frequência, obtiveram-se as Equações 4.9, 4.10 e 4.11, para as temperaturas médias na saída da bomba de calor, no plenum e a média das médias, respectivamente, apresentadas a seguir, todas com coeficiente de determinação,  $R^2$ , superior a 0,99.

Para a temperatura na saída da bomba de calor:

$$T = 0,3367 f + 16,167; \quad R^2 = 0,9945 \quad (4.9)$$

Para a temperatura na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo:

$$T = 0,2443 f + 17,493; \quad R^2 = 0,9944 \quad (4.10)$$

Resultado das médias:

$$T = 0,2912 f + 16,787; \quad R^2 = 0,9957 \quad (4.11)$$

em que:

T - Temperatura em, °C.

f - Frequência, Hz.

Para a umidade relativa, interpolaram-se os valores da Tabela 4.11 e obtiveram-se as Equações 4.12, 4.13 e 4.14, considerando-se as médias na saída da bomba de calor, no plenum e a média das médias, respectivamente,

apresentadas a seguir, todas com coeficiente de determinação,  $R^2$ , superior a 0,99.

Para a umidade relativa na saída da bomba de calor:

$$\varphi = 0,0165f^2 - 2,2466f + 91,863; \quad R^2 = 0,9946 \quad (4.12)$$

Para a umidade relativa na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo:

$$\varphi = 0,0160f^2 - 2,1202f + 91,577; \quad R^2 = 0,9972 \quad (4.13)$$

Resultado das médias:

$$\varphi = 0,0162f^2 - 2,1804f + 91,663; \quad R^2 = 0,9962 \quad (4.14)$$

em que:

$\varphi$  - Umidade relativa, %.

$f$  - Freqüência, Hz.

Os valores calculados usando as Equações 4.11 e 4.14 encontram-se na Tabela 4.12. Essa tabela foi construída tendo como base valores de freqüência observados durante os experimentos, que geraram valores de umidade relativa próximos aos valores considerados adequados para beneficiamento de café (entre 30 e 40 % de umidade relativa). Além desses valores, foram ajustados dois valores para a freqüência nominal e 10 % a mais que a freqüência nominal (60 e 66 Hz).

Os dados da Tabela 4.12 foram utilizados como base para o pré-ajuste do regime de operação para a bomba de calor.

Tabela 4.12 - Valores estimados de umidade relativa e temperatura

<b>Freq. Ajustada (Hz)</b>	<b>Temperatura (°C)</b>	<b>Umidade Relativa (%)</b>
28	25	43
33	26	37
35	27	35
37	28	33
39	28	31
43	29	28
60	34	19
66	36	18

A Figura 4.32 e a 4.33 contêm os gráficos de temperatura e umidade relativa que foram obtidos a partir dos valores médios no plenum do silo. São mostradas também as curvas estimadas (reta para a temperatura e parábola para a umidade relativa) para os valores de frequência compreendidos entre 25 e 60 Hz.

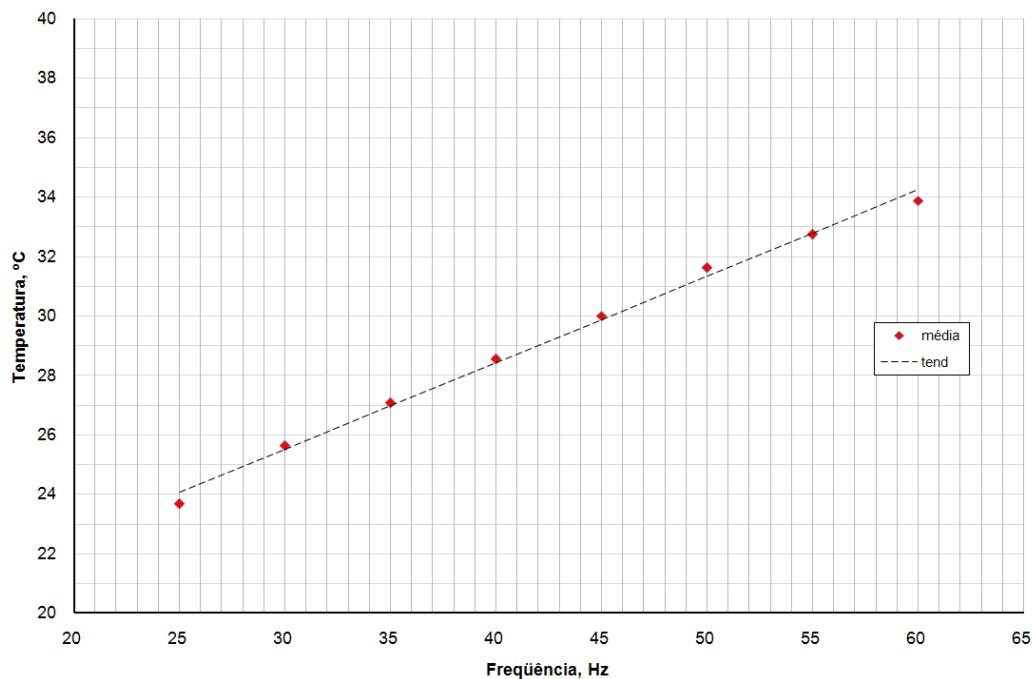


Figura 4.32 - Temperatura média e estimada pelo modelo (Eq. 4.11).

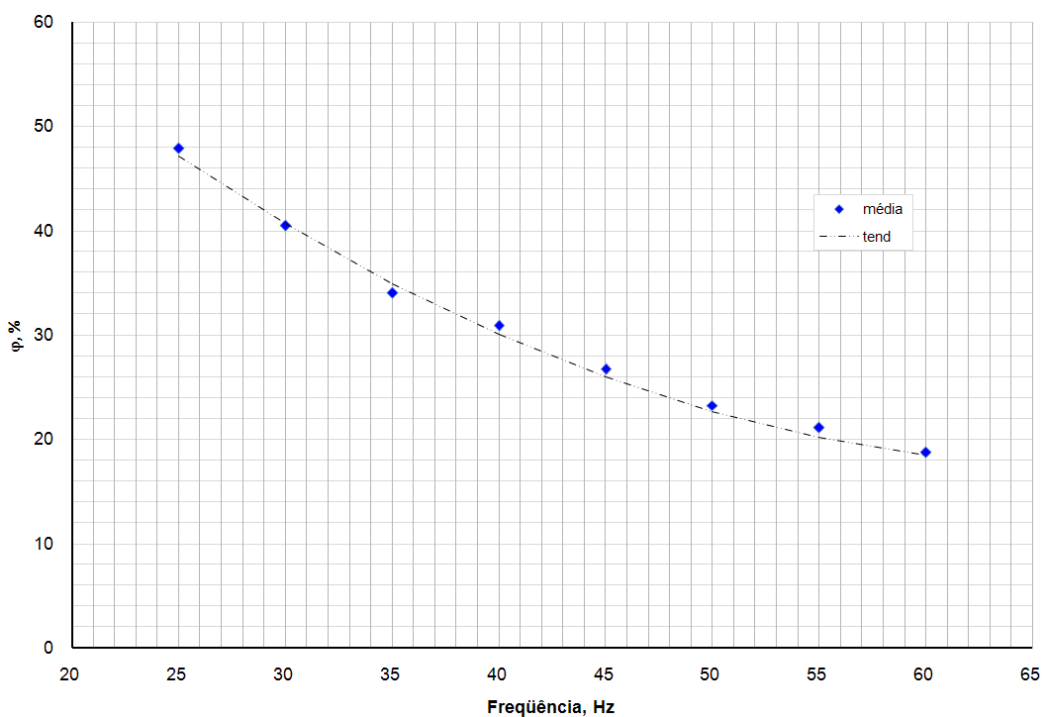


Figura 4.33 – Umidade relativa média e estimada pelo modelo (Eq. 4.14).

#### 4.6. CONCLUSÕES

A bomba de calor de 3 cv (2,2 kW), fabricada pela empresa Cool Seed Resfriamento Artificial, trabalhou de forma bem estável e eficiente para as funções de desumidificação e aquecimento do ar, proporcionando valores adequados de temperatura e de umidade relativa do ar para o processo de secagem de produtos agrícolas, viabilizado pela atuação do inversor de frequência aplicado ao motor do compressor.

A faixa de umidade relativa do ar de 36 a 36,5%, interessante para secagem de produtos agrícolas, pôde ser obtida e perfeitamente estabilizada mantendo-se o inversor de frequência operando entre 30 e 40 Hz, ajustado de acordo com os valores de umidade relativa do ar na saída da bomba de calor.

O tempo de estabilização da umidade relativa e da temperatura do ar na saída da bomba de calor e na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo foi, no máximo 4 minutos, sendo o parâmetro que mais oscilou. Para incrementos de frequência maior que 5 Hz entre medições, o tempo de estabilização aumentou.

O tempo para a homogeneização da umidade relativa e da temperatura na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo foi maior que o tempo para a bomba de calor, devido ao volume da câmara (aproximadamente  $1,25\text{m}^3$ ), porém, sempre menor que os 4 minutos adotados para estabilização do sistema.

Para as atividades dentro do silo, o que interessam são os valores de temperatura e da umidade relativa na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo e suas amplitudes. Para as condições em que foi realizado esse trabalho, observou-se que a temperatura, para frequências ajustadas no inversor acima de 25 Hz, sempre foi menor que a temperatura do ar na saída da bomba de calor. A umidade relativa do ar na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo foi sempre maior que na saída da bomba de calor, para a mesma faixa de frequência. Essas diferenças de valores se deram devido às dimensões, posição e características do ambiente na câmara de homogeneização de ar (plenum), construído diretamente sobre o solo.

A variação de temperatura do ar na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo, em função da frequência do inversor, foi linear, tanto para o teste realizado no período vespertino, quanto no matutino.

A variação de umidade relativa do ar na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo, em função da frequência do inversor, pôde ser expressa por um polinômio do segundo grau, tanto para o teste realizado no período vespertino, quanto no matutino.

Foi possível estabelecer equações para estimar as variações médias de temperatura e de umidade relativa do ar na câmara de homogeneização de ar (plenum) do silo, em relação às condições de temperatura e de umidade relativa do ar ambiente, com precisão satisfatória.

Ao analisar todos os resultados, pôde-se observar que o inversor de frequências foi essencial para estabelecer regimes diferentes proporcionar valores de temperatura ou de umidade relativa do ar em diferentes faixas de interesse, em etapas diferentes dos processos de secagem e de aeração de grãos em silo.

Em termos do uso racional de energia, a utilização do inversor de frequência não comprometeu o consumo e, economicamente, pôde-se considerá-lo viável, ao analisar os regimes de operação em faixas de frequência abaixo da considerada frequência nominal de operação do motor do compressor (60 Hz).

## CAPÍTULO 5

---

### **Monitoramento de Temperatura e Umidade Relativa utilizando a Tecnologia 1-Wire™ em Silos de Armazenagem de Grãos Resfriados**

#### **5.1. INTRODUÇÃO**

O resfriamento artificial de produtos agrícolas tem se mostrado, como um dos melhores procedimentos para conservação das suas qualidades organolépticas. Essa atividade consiste em insuflar ar na massa de produto produzindo um microclima inadequado ao desenvolvimento de microorganismos e insetos. A circulação desse ar é feita a baixa velocidade através da massa de grãos. A tecnologia de resfriamento artificial pode ser aplicada também na conservação de sementes e de outros produtos destinados a mercados mais exigentes que não toleram a presença de resíduos de ingredientes ativos, como os grãos especiais e orgânicos (LAZZARI et al., 2006).

Na aeração, a utilização de um sistema de controle garante que o produto seja mantido em condições adequadas durante a armazenagem. Os grãos armazenados em silos formam um ecossistema característico, em estado latente, no qual todas as atividades bióticas são imperceptíveis. Esta condição de aparente inatividade deve ser mantida pelo maior tempo possível, desde que o processo não resulte em perda de qualidade do produto armazenado (BAKKER-ARKEMA et al., 1992).

A armazenagem em baixa temperatura garante uma boa qualidade por um longo tempo do produto, uma vez que pragas não se manifestam e o crescimento de fungos fica inibido. O resfriamento ajuda a manter o vigor, isto é, o poder de germinação de sementes.

A monitoração da temperatura e da umidade relativa no ambiente de armazenagem garante o conhecimento instantâneo das características do

produto armazenado, determinando o estado de acionamento (ligado ou desligado) do maquinário de resfriamento.

## **5.2. OBJETIVOS**

Registrar as variações de umidade relativa e temperatura, na massa de grãos, no interior dos silos.

Avaliar a necessidade de acionamento do dispositivo de resfriamento do ar a ser insuflado nos silos, a fim de manter a temperatura da massa de grãos nas condições especificadas para o armazenamento.

Utilizar dispositivos digitais endereçáveis ligados em rede 1-Wire™ em um ambiente aberto.

Otimizar o processo de monitoramento de massas e grãos armazenados empregando-se a tecnologia de dispositivos endereçáveis visando menores custos, facilidade de manutenção e integração com estratégias de controle mais elaboradas.

## **5.3. METODOLOGIA**

O desenvolvimento desse trabalho foi realizado nos Laboratório de Instrumentação Eletrônica do CEFET - Ouro Preto e no Laboratório de Processamento Pós-Colheita do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa. Usaram-se dois silos de alvenaria com diâmetro de 2 metros e altura de 4 metros, construídos sobre câmaras de homogeneização de ar (plenum) com altura 0,4 metro, com tubos de PVC com diâmetro de 40 mm, perfurado em diversas alturas, colocado no centro do silo, onde foram instalados sensores para medição da temperatura e da umidade relativa do ar intergranular.

Para monitoramento da temperatura e umidade relativa do ar no interior dos silos, foram construídos sensores de temperatura baseados no dispositivo DS1820 (MAXIM-DALLAS, 2008) e sensores de umidade relativa, construídos com base no dispositivo DS2438 (MAXIM-DALLAS, 2005) e no HIH4000 (HONEYWELL, 2007). Esses sensores foram colocados dentro dos tubos de PVC.

Foram utilizados dois dispositivos UMETER<sup>®</sup> (LOPES, 2006; MONTE, 2006) colocados na câmara de homogeneização de ar (plenum) de cada silo, para medir a umidade relativa e temperatura do ar de resfriamento que era fornecido para cada um dos silos.

Os dados de temperatura e umidade relativa do ar foram coletados automaticamente utilizando o programa SILOS<sup>®</sup>, desenvolvido em linguagem de programação DELPHI para esse trabalho.

Este trabalho foi desenvolvido, principalmente, para avaliar a operação de uma máquina frigorífica aplicada à refrigeração de grãos de café cereja despulpado, desmucilado e seco, armazenado em um dos dois silos, em comparação com um sistema simples de ventilação para o outro silo.

No processo de resfriamento foi utilizada uma máquina frigorífica de 10 kW, fabricada pela empresa Cool Seed Resfriamento Artificial de Sementes e Grãos. Para o silo resfriado com ventilação simples foi utilizado um ventilador centrífugo de 3 cv (2,2 kW).

Os circuitos com sensores de temperatura e umidade relativa, usando a tecnologia 1-Wire<sup>™</sup> foram construídos e testados nos laboratórios de Instrumentação Eletrônica do CEFET – Ouro Preto. Esses circuitos foram construídos visando engates rápidos nas chaves de endereçamento por meio de conectores RJ11.

Para a coleta de dados, o programa SILOS foi instalado em um microcomputador com processador Celeron<sup>®</sup> de 2.4 MHz da Intel Co. Os dados foram armazenados em arquivo tipo texto e processados para obtenção das planilhas eletrônicas. O programa SILOS foi desenvolvido para realizar a coleta de dados em um silo e depois no outro. Para cada silo, primeiro era feita a leitura da umidade relativa na câmara de homogeneização de ar (plenum) e depois as leituras de temperatura na parte inferior da massa de grãos, de umidade relativa e temperatura na região central do silo e de temperatura no topo da massa de grãos. Os dados processados encontram-se na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Dados coletados pelo programa SILOS® e processados em planilha eletrônica

Horário	Ambiente Externo		Silo 1		Silo 2		Silo 1				Silo 2			
	T <sub>ext</sub>	UR <sub>ext</sub>	T <sub>plen1</sub>	UR <sub>plen1</sub>	T <sub>plen2</sub>	UR <sub>plen2</sub>	T <sub>topo1</sub>	T <sub>int1</sub>	UR <sub>int1</sub>	T <sub>base1</sub>	T <sub>topo2</sub>	T <sub>int2</sub>	UR <sub>int2</sub>	T <sub>base2</sub>
10:34:52	26,34	60,21	21,00	65,00	10,00	60,00	25,00	24,06	63,63	25,94	26,75	26,50	58,33	30,31
10:35:21	26,47	59,86	21,00	65,00	11,00	55,00	25,00	23,97	63,27	25,94	26,88	26,84	57,14	28,44
10:35:50	26,47	60,06	21,00	65,00	11,00	53,00	25,00	24,06	62,93	25,94	26,88	26,66	57,65	28,00
10:36:19	26,44	59,14	21,00	65,00	10,00	52,00	25,00	24,16	62,24	25,94	26,81	26,38	57,43	27,94
10:36:47	26,53	58,42	21,00	65,00	10,00	51,00	25,00	24,09	61,88	25,88	26,88	26,25	57,06	27,94
10:37:16	26,59	58,07	21,00	66,00	11,00	50,00	25,00	24,00	61,52	25,88	26,88	26,16	56,70	27,94
10:37:45	26,50	57,70	21,00	65,00	11,00	48,00	25,00	24,19	60,84	25,88	26,94	26,06	55,63	28,00
10:38:14	26,59	56,99	20,00	63,00	12,00	47,00	25,00	24,06	60,13	25,88	26,88	26,31	54,61	27,81
10:38:42	26,56	56,26	21,00	64,00	11,00	46,00	25,00	24,13	59,79	25,88	26,88	27,22	52,96	27,88
10:39:11	26,72	55,55	21,00	65,00	11,00	43,00	24,94	24,06	59,43	25,81	26,88	27,69	51,25	27,81
10:39:40	26,63	55,18	20,00	66,00	10,00	40,00	25,00	24,00	58,88	25,81	26,88	28,09	49,88	27,88
10:40:09	26,63	54,82	21,00	65,00	10,00	38,00	24,94	24,00	58,37	25,81	26,88	28,41	48,86	27,69

Legenda da Tabela 5.1

<b>VARÁVEL</b>	<b>DESCRIÇÃO</b>
Horário	Horário das leituras.
Text	Temperatura externa, °C.
URext	Umidade relativa do ar no exterior dos silos, %.
Tplen1	Temperatura no plenum do primeiro silo, °C.
URplen1	Umidade relativa do ar no plenum do primeiro silo, %.
Tplen2	Temperatura no plenum do segundo silo, °C.
URplen2	Umidade relativa do ar no plenum do segundo silo, %.
Ttopo1	Temperatura na região central do primeiro silo, posição superior, °C.
Tint1	Temperatura na região central do primeiro silo, posição intermediária, °C.
URint1	Umidade relativa do ar no plenum do primeiro silo, %.
Tbase1	Temperatura na região central do primeiro silo, posição inferior, °C.
Ttopo2	Temperatura na região central do segundo silo, posição superior, °C.
Tinter2	Temperatura na região central do segundo silo, posição intermediária, °C.
URint2	Umidade relativa do ar na região central do segundo silo, posição intermediária, %.
Tbase2	Temperatura na região central do segundo silo, posição inferior, °C.

A Figura 5.1 mostra um dos silos com os sensores posicionados no tubo central e na entrada da câmara de homogeneização de ar (plenum). No tubo central foram colocados dois sensores de temperatura DS18D20 (MAXIM-DALLAS, 2008) na parte inferior e na parte superior do silo. Um sensor de temperatura e umidade relativa conjugado, baseado no dispositivo HIH 4000 e no DS2438 (HONEYWELL, 2007; MAXIM-DALLAS, 2008), foi colocado na posição intermediária do tubo (centralizado). Outros dois sensores de umidade relativa e temperatura foram colocados, um na região da câmara de homogeneização de ar (plenum) e outro no alto, próximo à borda do silo. Uma chave seccionadora foi responsável por escolher entre as medições na câmara de homogeneização de ar (plenum) ou as medições dos sensores colocados dentro do tubo no interior do silo. O posicionamento dos sensores no silo pode ser visto na Figura 5.1.

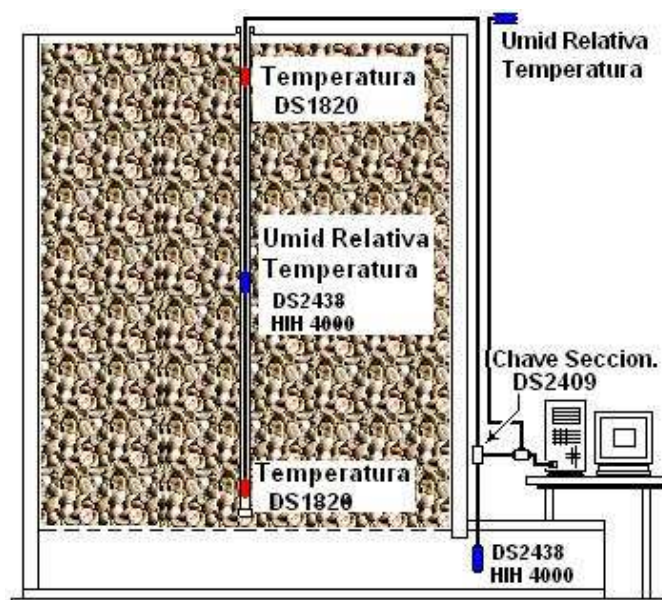


Figura 5.1 – Silo mostrando o posicionamento da instrumentação 1-Wire™.

Nesse trabalho, uma chave seccionadora de rede, baseada no circuito integrado DS2409 (MAXIM-DALLAS, 2007), foi testada e utilizada no sistema. Para o protótipo utilizaram-se três chaves, para facilitar e agilizar as medições no caso de um dos silos permanecer desativado.

Essa chave, ligada à rede principal 1-Wire™, é conectada a dois ramos, um principal (Main) e um auxiliar (Aux), como mostrado na Figura 5.2.

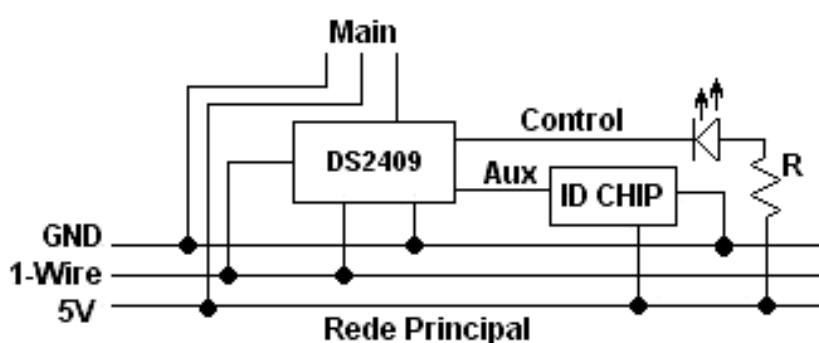


Figura 5.2 – Distribuição da rede 1-Wire™ nos ramos principal e auxiliar.

O DS2409, mostrado na Figura 5.3, é um circuito integrado apresentado em encapsulamento tipo TSOC de 6 pinos.

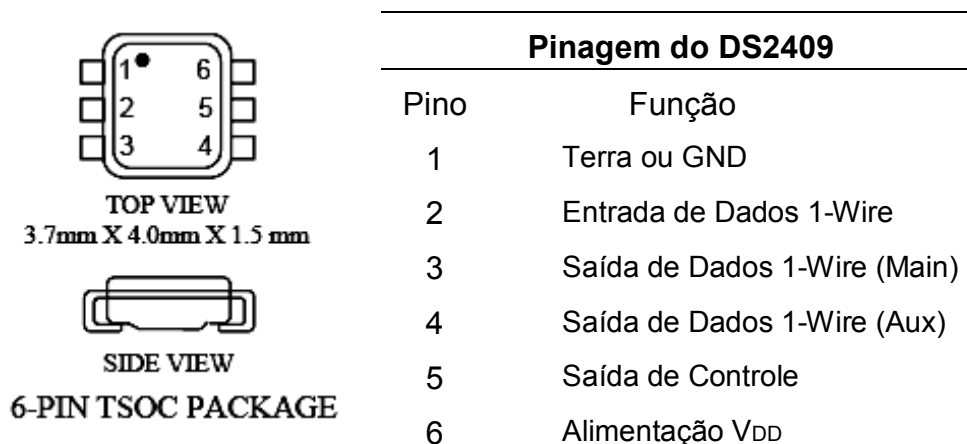


Figura 5.3 – Encapsulamento do DS2409 e sua pinagem.

Com o chaveamento dos ramos da rede 1-Wire™, somente os componentes que estavam no ramo acessado foram avaliados.

Para o conjunto dos dois silos, foram utilizadas três chaves, sendo uma principal e duas outras secundárias. Cada uma das secundárias atendia a um dos silos. Nos ramos de saída (Main e Aux) foram colocados os sensores de temperatura e de umidade relativa, conforme mostrado no esquema na Figura 5.4.

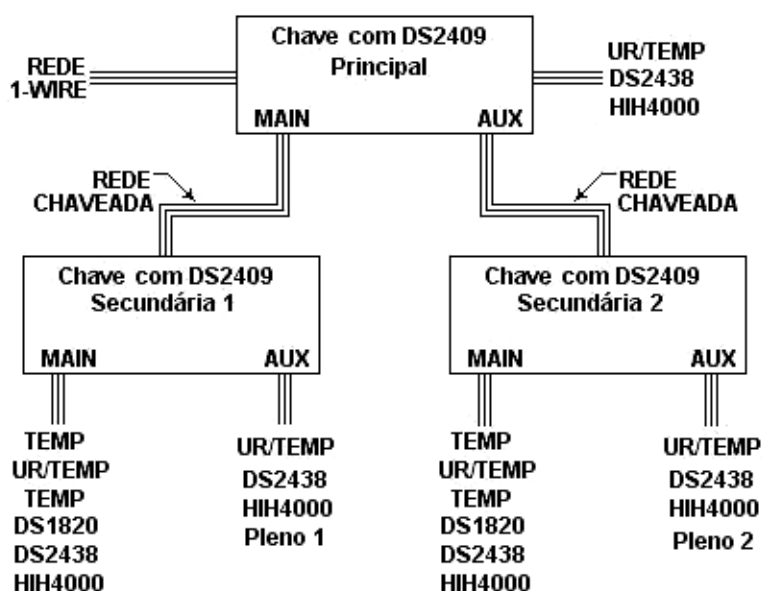


Figura 5.4 - Esquema do chaveamento da rede com DS2409.

O sensor de umidade relativa e temperatura, colocado no alto, externamente entre os dois silos, atendeu ao experimento de uma forma geral, e o seu monitoramento foi feito de forma contínua, fornecendo temperatura e umidade relativa do ambiente.

O produto armazenado durante esse experimento foi café despulpado e desmucilado, com teor de água de, aproximadamente, 11% b.u.. Foram armazenadas, aproximadamente, 12 toneladas em cada um dos silos.

O silo 1 foi usado como base de referência usando a aeração para a manutenção da qualidade do produto. O regime de trabalho para esse silo foi ligar o ventilador toda vez que a temperatura da massa de grãos atingisse 25 °C e desligá-lo assim que a temperatura da massa retornasse a 20 °C. Esse controle foi feito de forma manual baseado em leituras por meio de termômetros de bulbo de mercúrio.

O silo 2 teve sua massa resfriada até atingir 10 °C na região inferior, próxima à câmara de homogeneização de ar (plenum). Quando esse valor foi atingido, na região superior, próximo da borda superior do silo, obteve-se uma temperatura próxima de 14 °C. Para que a temperatura da massa de grãos fosse acondicionada próxima dos 12 °C, a partir da temperatura ambiente, foi necessário ligar a máquina de refrigeração durante cerca de 30 horas.

A monitoração da temperatura auxiliou na decisão de escolha dos momentos nos quais a máquina deveria ser ligada, quando a temperatura na região superior do silo atingissem valores próximos de 20 °C, ou desligada, quando a temperatura atingisse valores próximos de 14 °C.

A máquina de refrigeração fornecida pela empresa Cool Seed retirava o ar da atmosfera, resfriando-o e desumidificando-o, até que a temperatura atingisse valores próximos de 7 °C.

#### 5.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com a utilização do monitoramento, pôde-se observar a necessidade de determinar o reinício do processo de resfriamento da massa de grãos, verificando se a umidade relativa no meio da massa permanecia dentro da faixa desejada.

Os dados coletados e armazenados em arquivo tipo texto foram úteis nas tomadas de decisão e análise do processo, como um todo.

Pelos valores da temperatura e da umidade relativa do ambiente, pôde-se determinar o regime de resfriamento (tempo de acionamento e velocidade do ventilador da máquina de resfriamento) a ser imposto para manutenção da temperatura da massa abaixo do valor estabelecido, considerado como seguro, contra a proliferação de fungos e pragas e suficiente para reduzir a atividade de água dos grãos.

Com a monitoração dessas grandezas, a máquina empregada para promover o resfriamento da massa de grãos não precisa estar acoplada a um único silo, em tempo integral. Uma vez que as condições de armazenagem foram atingidas, a máquina pôde ser desacoplada da câmara de homogeneização de ar (plenum) e ser levada para executar outra tarefa, em outro silo ou em outro processo.

A Tabela 5.2 mostra dados coletados pelo programa SILOS durante, aproximadamente, 40 minutos no dia 9/10/2008, a partir das 14h15min, quatro dias depois de se desligar o resfriamento e a ventilação nos silos. A temperatura ambiente registrou no momento dessa coleta variação entre 17,8°C e 18,3°C, com umidade relativa variando entre 69,9% e 72,8%.

Nos dados coletados pôde-se observar a tendência de menor temperatura na região central do silo, temperatura com valor intermediário na região da base e temperatura mais elevada na camada mais próxima da borda superior, para ambos os silos. Para o silo com aeração, as temperaturas coletadas foram próximas de 20,3°C na região da base, 19,2°C na região intermediária e 20,9°C na região superior do silo. Para o silo resfriado, as temperaturas coletadas foram próximas de 15,1°C na região da base, 13,7°C na região intermediária e 20,1°C na região superior do Silo.

Tabela 5.2 – Dados coletados pelo programa SILOS® no dia 9/10/2008, entre 14h15min e 14he55min

Leitura	Ambiente Externo		Silo 1		Silo 2		Silo 1				Silo 2			
	T <sub>ext</sub>	UR <sub>ext</sub>	T <sub>plen1</sub>	UR <sub>plen1</sub>	T <sub>plen2</sub>	UR <sub>plen2</sub>	T <sub>topo1</sub>	T <sub>int1</sub>	UR <sub>int1</sub>	T <sub>base1</sub>	T <sub>topo2</sub>	T <sub>int2</sub>	UR <sub>int2</sub>	T <sub>base2</sub>
1	18,2	70,3	17,4	99,0	19,1	92,0	20,5	19,1	70,7	20,0	22,7	13,7	93,6	15,5
2	18,1	71,2	17,4	99,0	19,1	92,0	20,7	19,1	70,9	20,2	15,0	12,9	94,1	15,4
3	18,2	71,4	17,5	98,9	19,1	91,7	20,9	19,2	70,7	20,3	14,4	12,0	94,7	15,2
4	18,3	71,5	17,5	98,9	19,1	91,9	21,0	19,2	70,6	20,4	14,0	11,7	94,8	15,1
5	18,1	71,2	17,4	98,9	19,2	91,7	21,1	19,3	71,0	20,4	12,5	10,5	95,3	15,0
6	18,0	72,2	17,5	99,0	19,1	91,1	21,2	19,2	70,9	20,4	12,4	10,2	95,7	14,9
7	18,0	72,0	17,4	98,5	19,1	88,4	21,2	19,2	71,0	20,5	12,3	10,3	95,7	14,9
8	18,0	71,5	17,4	96,1	19,0	85,6	21,3	19,2	71,3	20,5	12,7	10,7	95,6	14,9
9	18,1	70,7	17,3	96,2	18,9	85,9	21,3	19,2	71,2	20,5	15,0	12,9	96,1	14,8

A umidade relativa medida na região da câmara de homogeneização de ar (plenum), para ambos os silos, foi extremamente elevada. Isto foi devido à construção do silo com a câmara de homogeneização de ar (plenum) usando o solo como fundo e se tratar de um período chuvoso. No interior da massa de café, a umidade relativa do ar foi de, aproximadamente, 70,5 %, no silo com aeração, e de 94% no silo resfriado.

Com o aumento da temperatura no interior do silo resfriado, houve a necessidade de resfriá-lo. O monitoramento durante o processo de resfriamento foi realizado apresentando alguns problemas de leitura devido ao fato de o sistema estar alimentado pela mesma rede que alimentava a máquina de refrigeração, cuja potência consumida é da ordem de 20 cv (aproximadamente 15 kW).

O sistema apresentou interrupções de leitura e foram promovidas diversas reinicializações do processo de aquisição de dados. Esse processo de resfriamento teve seu início às 13h30min e encerramento às 16h40min do dia 13 de outubro de 2008.

A máquina de refrigeração, usada no experimento, tem seu ventilador acionado por um inversor de frequência.

Conforme consta em diversas literaturas, um inversor de frequência introduz sinais harmônicos em frequência, na rede em que está ligado, prejudiciais a outros equipamentos que estiverem alimentados por essa mesma rede.

A presença desses harmônicos tornou-se a causa mais aceitável como a responsável pela instabilidade do sistema de aquisição de dados.

Essa situação pôde ser admitida a partir do instante em que o computador portátil que coletava os dados começou a ser alimentado somente com a bateria, totalmente desligado da rede elétrica, comprovando que a presença de harmônicos, provocadas pelo inversor de frequência, era a causa mais provável para tais distúrbios.

A colocação de um sustentador de fornecimento de energia (tipo No Break), de filtros eficientes para a rede e a alimentação do sistema de aquisição de dados sendo feito por outra rede, independente da rede que

alimentava o equipamento de refrigeração, têm solucionado esse tipo de interferências.

A Tabela 5.3 mostra a evolução do processo de resfriamento do silo. Para temperatura externa variando entre 27,0°C e 26,2°C, a máquina frigorífica foi ligada insuflando ar, resfriando o ar ambiente em cerca de 20°C. Esse ar com temperatura, em média, 20°C mais frio que a temperatura ambiente passou pela câmara de homogeneização de ar (plenum), fluindo pela massa de café, no interior do silo. Pôde-se observar o avanço da frente de resfriamento no interior do silo.

Tabela 5.3 – Processo de resfriamento do silo

Leitura	Text	Tplen2	Tbase2	Tinter2	Ttopo2	URext	URplen2	UR2
1	27,0	7,5	11,8	13,7	22,7	52,2	73,5	69,4
2	26,6	7,3	11,7	12,9	15,0	52,3	82,1	74,7
3	25,8	6,9	11,6	12,0	14,4	52,7	83,3	80,0
4	26,3	6,6	10,6	11,7	14,0	52,8	85,0	76,0
5	26,4	6,4	9,4	10,5	12,5	52,5	78,3	65,8
6	26,3	6,1	8,3	10,2	12,4	53,9	84,3	66,2
7	26,2	6,0	8,2	10,1	12,3	51,9	85,7	73,3

O processo iniciado no começo da tarde propiciou, ao final da tarde, uma temperatura máxima, ao longo do centro do silo, inferior a 12,5°C.

A Figura 5.5 mostra as curvas de resfriamento, destacando a temperatura ambiente em torno de 26°C. Pode-se observar, no gráfico da Figura 5.5 que, ao final do processo de resfriamento, todas as temperaturas internas do silo estavam abaixo de 13°C.

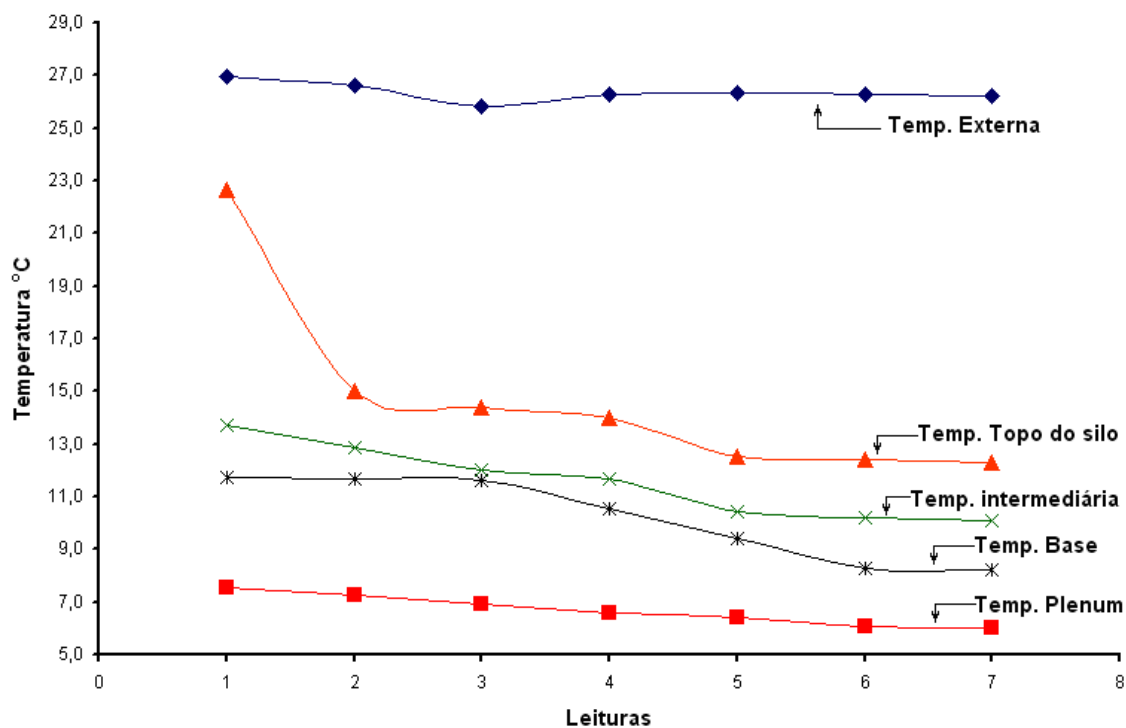


Figura 5.5 – Variação de temperatura no processo de resfriamento do silo.

## 5.5. CONCLUSÕES

O sistema de monitoramento por meio de sensores utilizando os Dispositivos Digitais Endereçáveis (DDE) ligados em rede 1-Wire™ foi capaz de registrar as variações de umidade relativa e temperatura, na massa de café, no interior e na câmara de homogeneização de ar (plenum) de cada um dos silos, de maneira satisfatória. A partir do momento em que a fonte de alimentação do sistema, bem como o computador usado na aquisição dos dados, foi ambos alimentados pela mesma rede que alimentava a máquina de refrigeração, sérios problemas foram detectados nas etapas de aquisição de dados, obrigando freqüentes reinicializações do sistema de aquisição de dados.

Quando o sistema foi alimentado por uma rede diferente daquela na qual a máquina de refrigeração estava ligada, mesmo operando nas proximidades de dispositivos eletromagnéticos em freqüentes chaveamentos, o sistema se comportou corretamente.

Com os dados coletados, pôde-se avaliar e comprovar a viabilidade dos acionamentos dos dispositivos de resfriamento do ar a ser insuflado nos silos

ou do dispositivo de aeração (ventilador axial), a fim de manter a temperatura da massa de café, nos dois silos, nas condições especificadas para o armazenamento.

Com o monitoramento da temperatura e da umidade relativa, pôde-se decidir qual seria o momento mais adequado para ativar ou desativar o resfriamento ou a ventilação de cada silo de forma independente, baseando sempre nas condições de temperatura e umidade relativa, internas e externas, de cada silo.

As condições de temperatura e umidade relativa do ambiente externo influenciaram diretamente no processo de ventilação. Logo, essas medições se tornaram condições extremamente relevantes para o processo de aeração.

## CAPÍTULO 6

---

### **Misturador de Ar de Secagem para Correção da Umidade Relativa do Ar**

#### **6.1. INTRODUÇÃO**

Para o processamento de produtos agrícolas que utilizem o ar como meio de obtenção de resultados, a umidade relativa do ar é uma das componentes mais importantes a serem considerada e tratada para que se obtenha êxito nos procedimentos.

Em geral, o ar atmosférico é tratado para que o valor da umidade relativa fique adequado para o processamento. Muitos dos equipamentos usados para o condicionamento do ar operam de forma padrão e, em muitos casos a taxa de umidade resultante não é a mais indicada para o fim que se quer empregá-lo.

A solução para esse desvio está na correção da taxa de umidade do ar de processamento através da adição ou redução da taxa da umidade relativa. Essa alteração pode ser feita pela mistura desse ar de processamento com outro ar com taxa de umidade superior ou inferior àquela que se tem, até então, no processo.

Para o caso de se necessitar aumentar a taxa de umidade de um ar que foi “secado”, a adição do ar atmosférico, em pequenas quantidades, pode corrigir o valor da umidade relativa, aproximando-a daquela desejada para o processo. Sendo assim, idealizou-se uma proposta para a construção e implementação de um misturador de ar para esse fim, ou seja, adicionar ar atmosférico em um duto pelo qual passa o ar de secagem para correção da taxa de umidade relativa do ar de processo.

O princípio está apresentado em diversas bibliografias, que, na sua maioria, exemplifica usando a carta psicrométrica, onde dois fluxos de ar com características psicrométricas distintas são misturados resultando um terceiro com características diferenciadas dos dois que foram misturados (SILVA, 2000).

O maior problema para essa idéia consiste na implementação, a baixo custo, da válvula, para promover essa mistura. Levou-se em consideração a faixa de ajuste da umidade relativa em que essa válvula deve atuar bem como a relevância da temperatura do ar para o processo, além de observar em que instante do processo essa mistura deve ser feita.

Nos processos de secagem de grãos ou em aeração, onde o ar foi aquecido para se retirar a umidade, espera-se que o ar resultante, depois da mistura, apresente menor temperatura que a do ar aquecido, mas, por se tratar de uma quantidade pequena de ar adicionada, essa redução de temperatura não deve ser muito relevante.

O dispositivo de mistura foi idealizado para promover a mistura de fluxos de ar fora do ambiente da máquina de aquecimento ou resfriamento do ar. Modificações da máquina original foram tentadas, mas como o processo de mistura não foi satisfatório, foram inicialmente descartadas. Assim desenvolveu-se uma câmara de mistura, externa e independente da máquina de tratamento do ar de processo.

## **6.2. OBJETIVOS**

Verificar a possibilidade de se conseguir o ar a ser utilizado no processo em uma faixa de umidade relativa bem estabilizada.

Desenvolver uma válvula de mistura de um ar tratado e com adição de ar natural, em diferentes estados, para obter um terceiro ar denominado ar de processo, em um estado intermediário, com características psicrométricas especificadas.

### 6.3. METODOLOGIA

O ar tratado foi insuflado em uma câmara de mistura que possui uma válvula que adiciona ar atmosférico, com função de dosadora de mistura, para que possa fornecer ao equipamento que necessite do ar tratado para o processo.

#### 6.3.1. Câmara de mistura de ar

O sistema de mistura foi idealizado a partir de uma adaptação de uma luva sobre um tubo perfurado, sendo que ao deslizar-se a luva sobre o tubo seria permitido o aumento da vazão do ar a ser misturado ao ar de processo.

Devido às dimensões experimentais, essa mistura foi realizada como correção de faixa de valores, isto é, atuando para um ajuste fino dos valores de umidade relativa do ar a ser usado no processo. A Figura 6.1 apresenta um esquema com a idéia do processo de mistura do ar aquecido com o ar atmosférico natural e obtendo-se, como resultado, um ar temperado que será usado no processo.

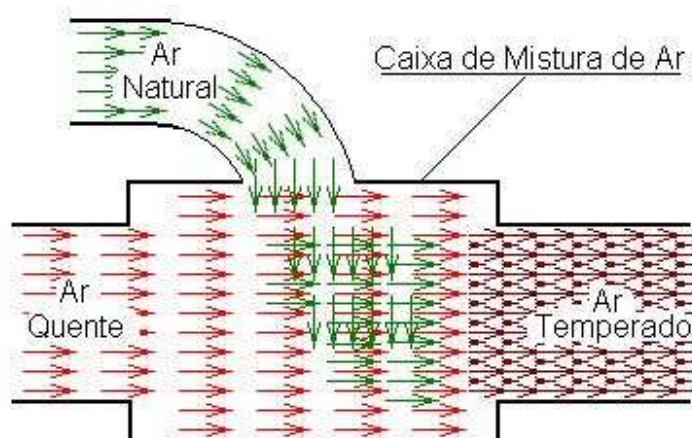


Figura 6.1 – Câmara de mistura de Ar.

Para realizar a mistura, usou-se uma válvula gradual, desenvolvida para esse fim. O dispositivo pode ser visto na Figura 6.2 e nas fotografias das Figuras 6.3 e 6.4.

A válvula foi composta por um cilindro de PVC de 100 mm, perfurado de forma radial, com carreiras de furos de 2 mm de diâmetro e usando uma luva de correr, servindo como objeto de obstrução desses furos. A movimentação da luva foi no sentido longitudinal do tubo, comandada por um motor de passo acoplado à luva por pinhão e cremalheira.

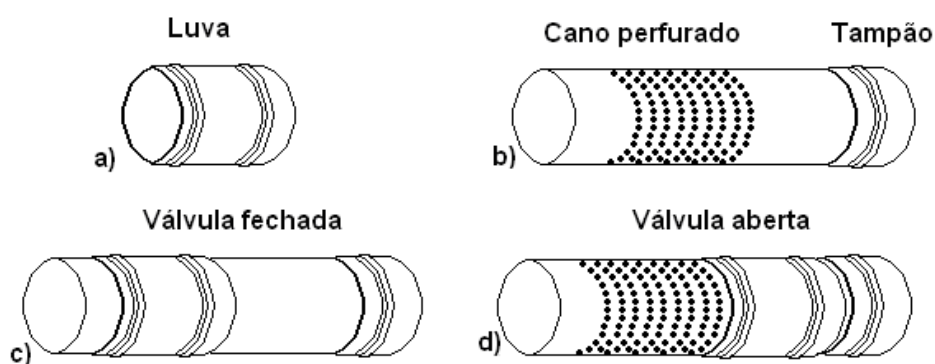


Figura 6.2 – Válvula construída a partir de peças de PVC: a) Luva de Correr b) Cano perfurado com Tampão; c) Conjunto montado com válvula fechada; d) Conjunto montado com válvula aberta.

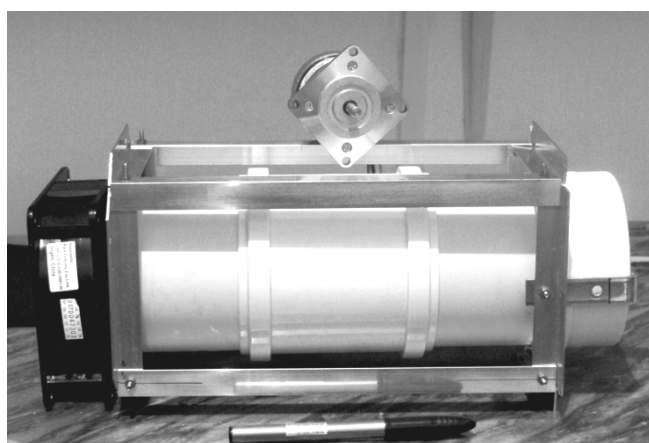


Figura 6.3 – Válvula em construção.

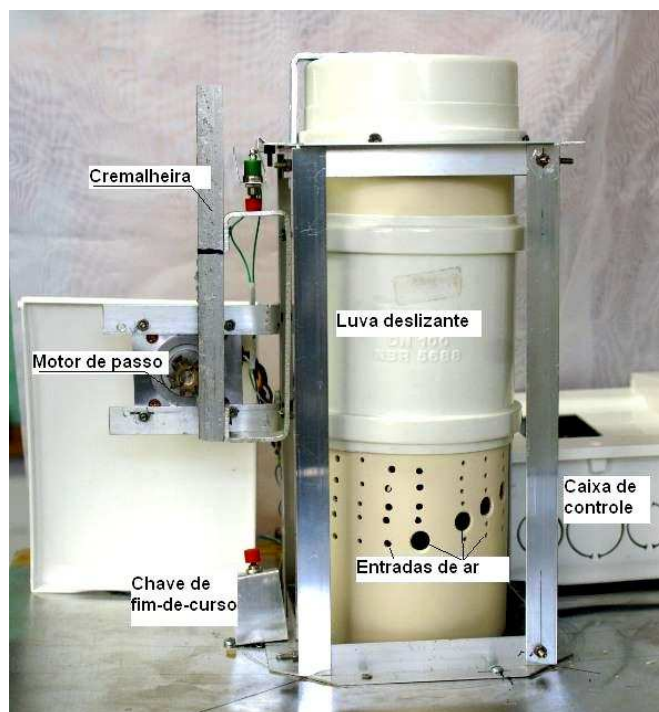


Figura 6.4 – Válvula de mistura completa.

Esse tubo foi montado em uma estrutura e colocado sobre um furo na superfície superior de uma caixa de alumínio, na qual se realizará a mistura de fluxos de ar. Na parte interna da caixa, sob esse furo foi colocado um ventilador do tipo ventoinha de refrigeração, para forçar a entrada do ar e agitar o ambiente dentro da câmara de mistura. Essa montagem pode ser observada na vista em corte da câmara de mistura, da Figura 6.5.

Para movimentação da luva, colocada sobre o cano de PVC, foi acoplado a ela uma cremalheira por meio de um suporte. Essa cremalheira faz conjunto com uma coroa (pinhão) montada no eixo de um motor de passo. Ao acionar o motor de passo, obtém-se a movimentação que é responsável por abrir ou fechar a válvula, de acordo com a necessidade.

Dentro da caixa "Controle abertura", visualizada na Figura 80, foi colocado o circuito de acionamento para o motor de passo que comanda a movimentação da válvula, que foi controlado por duas chaves endereçáveis ACIONADC®, tendo como base a chave DS2406 da tecnologia 1-Wire™. Essas chaves acionam uma placa microcontrolada usando o PIC16F628. Uma

delas é responsável pela função de liga - desliga e a outra, como seletora do sentido de movimentação abre – fecha da válvula.

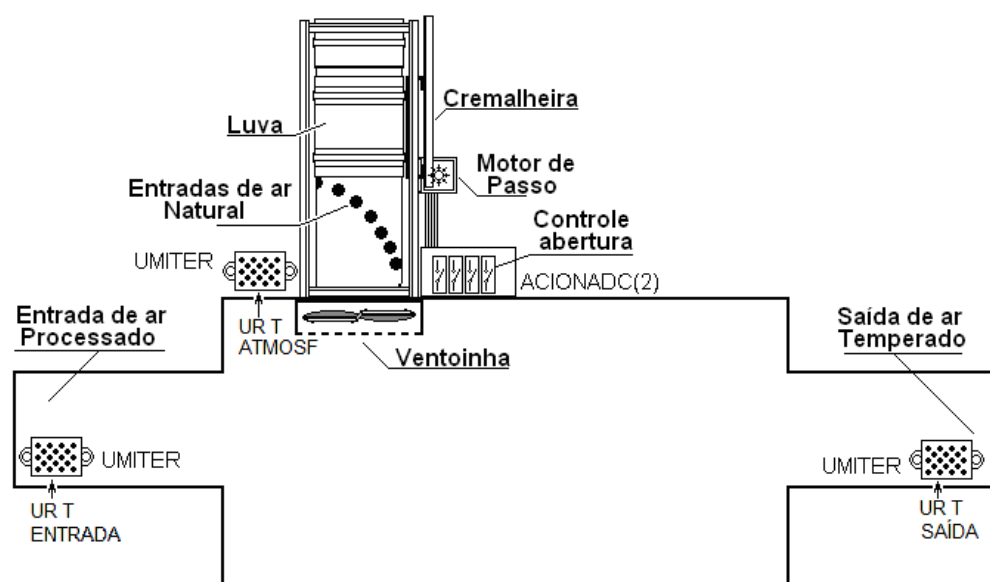


Figura 6.5 – Câmara de mistura em corte com a válvula de mistura completa.

O controle para abertura ou fechamento da válvula é resumido no acionamento o motor de passo por meio de duas chaves, uma com a função de liga-desliga e a outra para seleção do sentido abre-fecha. Existem ainda duas chaves de fim de curso, operando em paralelo, com a função de interromper e reverter o movimento do motor de passo.

A Figura 6.5 também mostra os três sensores UMITER<sup>®</sup> que foram colocados na entrada de ar tratado, próximo da entrada de ar da válvula de mistura e na saída da câmara de mistura, com a função de registrar os valores de umidade relativa e de temperatura nesses três pontos.

A placa microcontrolada, que pode ser identificada no esquema da Figura 6.6, tem, ainda, entradas para detectar fim de curso (FDC) e promover o reinício do programa (RST).

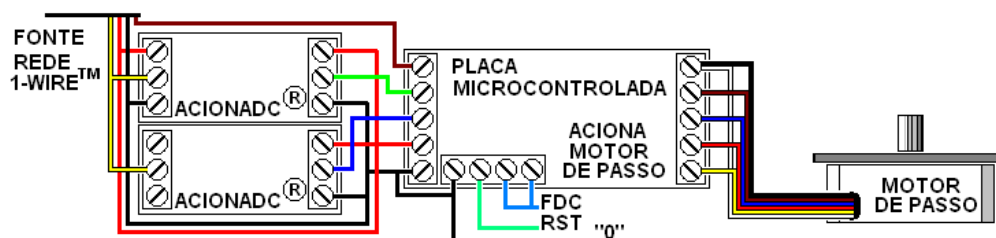


Figura 6.6 – Esquema de ligação para comando do motor de passo da válvula de mistura.

A caixa usada para mistura do ar, construída em forma de paralelepípedo, em chapa de alumínio, Figura 6.7, tem um volume interno de, aproximadamente,  $0,150 \text{ m}^3$  (150 litros), com dois tubos para entrada e saída de ar e conexão com os dutos do sistema, onde estará inserida.

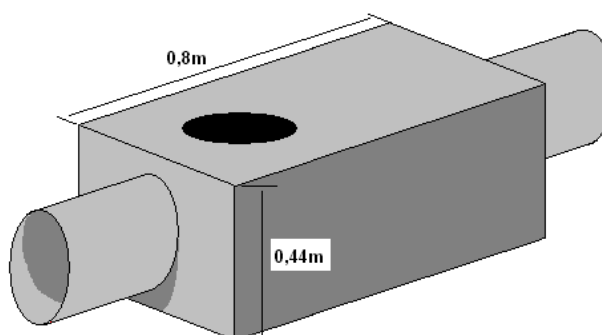


Figura 6.7 – Câmara de mistura construída em chapa de alumínio, com dutos de entrada e de saída.

### 6.3.2. Experimento piloto com o misturador de ar

Para observar a atividade de mistura do ar de processo, um experimento piloto foi realizado utilizando, além da válvula de mistura, um dispositivo com uma ventoinha e um sistema de resistências elétricas para condicionar o ar de entrada, em menor escala.

Esse experimento utilizou a câmara de mistura com a válvula acoplada à ventoinha com aquecimento. A Figura 6.8 mostra a configuração do experimento.

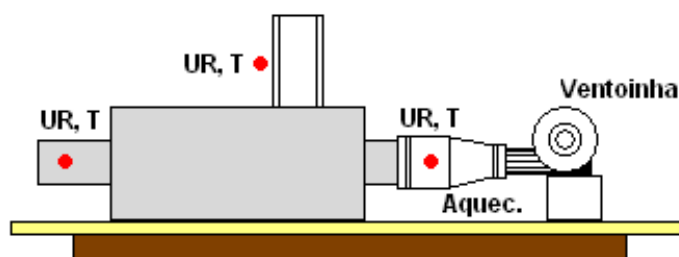


Figura 6.8 – Câmara de mistura acoplada à ventoinha.

A ventoinha colocada na saída da válvula de mistura forçou o ar ambiente, sem tratamento, para o interior da câmara de mistura. A vazão de ar pôde ser registrada pela medição da velocidade do ar que fluiu por um orifício de  $9 \text{ cm}^2$  ou  $0,0009 \text{ m}^2$  (Tabela 6.1).

Essa montagem pode ser observada na Figura 6.9. Essa medição foi obtida obstruindo-se a entrada principal de ar, destinada ao ar tratado, para a câmara de mistura, garantindo que somente a massa do ar que era insuflada passando pela abertura da válvula fosse registrada.

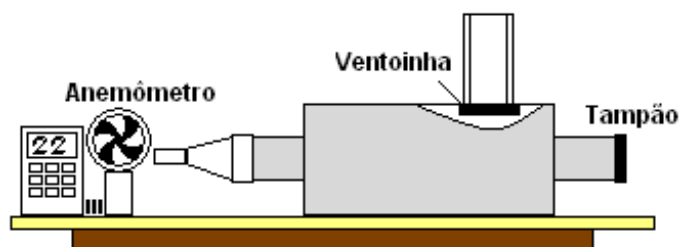


Figura 6.9 – Efeito da ventoinha da válvula de mistura.

As oito posições intermediárias, além de totalmente aberta e totalmente fechada, para posicionamento da válvula foram escolhidas para determinar a vazão. A cada posição foram anotados 5 valores de velocidade do ar na saída desse orifício. O processo de abertura se dá pela desobstrução dos furos. As medições de velocidade do ar foram realizadas para cada faixa de furos que eram desobstruídos. A cada faixa de furos que foi desobstruída, realizaram-se cinco medições para cada posição da válvula, desde totalmente aberta até totalmente fechada.

Tabela 6.1 - Valores médios de vazão para o conjunto válvula de mistura – ventilador

Posição	Velocidade (m/s)	Vazão (m <sup>3</sup> /s)	Vazão (m <sup>3</sup> /min)	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Área de abertura (m <sup>2</sup> )
1	14,844	0,0010	0,06	3,69	6,91E-05
2	15,094	0,0021	0,13	7,51	1,38E-04
3	18,509	0,0051	0,31	18,42	2,76E-04
4	21,452	0,0089	0,53	32,02	4,15E-04
5	24,342	0,0135	0,81	48,45	5,53E-04
6	29,097	0,0201	1,21	72,40	6,91E-04
7	30,463	0,0253	1,52	90,96	8,29E-04
8	31,685	0,0307	1,84	110,37	9,68E-04
9	32,578	0,0360	2,16	129,69	1,11E-03

Essas medições foram realizadas num ambiente com temperatura ambiente de 25,6 °C, com 58% de umidade relativa do ar.

Para trabalhar nesse experimento piloto, o dispositivo (ventoinha com sistemas de resistências elétricas) pôde fornecer, quando acionado, ar natural (atmosférico) ou ar aquecido, com umidade relativa diferente e menor que a do ar natural.

O dispositivo foi acoplado na entrada de ar tratado da câmara de mistura e iniciou-se o experimento para o estudo da mistura gradual do ar atmosférico ao ar tratado.

A válvula de mistura foi colocada inicialmente totalmente fechada e, gradativamente, foi sendo aberta. Além de totalmente aberta e totalmente fechada, estipulou-se 7 posições intermediárias e, para cada posição, registrou-se os valores de umidade relativa e temperatura do ar ambiente, na entrada de ar processado e na saída da câmara de mistura. Os valores foram medidos usando três medidores UMITER<sup>®</sup>, com tecnologia 1-Wire<sup>™</sup>, para registrar a umidade relativa e temperatura.

### 6.3.3. Estratégia de controle da válvula de mistura

Uma vez observada a operação do sistema e da atuação da válvula de mistura, pôde-se estipular uma estratégia para controlar e ajustar o valor da umidade relativa ou da temperatura do ar na de saída da câmara de mistura.

O sistema de controle teve a fixação dos valores desejados para umidade relativa ou temperatura desejada para o ar a ser fornecido, como condição inicial da operação.

Assim que o sistema é ligado, a válvula é colocada na posição fechada. Depois de aguardar que as medidas se estabilizem, cerca de dois minutos, a grandeza a ser controlada (na saída da câmara de mistura) é medida e então comparada com o valor desejado (valor de ajuste ou de referência).

Para o caso de se trabalhar com o controle da umidade relativa na saída, a estratégia prevê a comparação dos valores de umidade relativa ajustado para controle e o medido na saída da câmara de mistura.

No caso de o valor da umidade relativa medida na saída estiver dentro da faixa do valor ajustado ou aproximado em até 2% do valor ajustado, nenhuma atuação será comandada.

Caso o valor desejado seja menor que o valor medido, o sistema comanda a abertura da válvula de mistura até obter a faixa desejada.

Caso a válvula atinja sua máxima abertura, a chave de fim de curso é acionada e a placa microcontrolada promove o fechamento da válvula. Quando a válvula atingir a máxima abertura, o sistema entende que o valor da umidade relativa desejada não foi atingido.

Somente depois que a válvula estiver totalmente fechada, é que estará habilitada para operar novamente controlada pelo sistema. A segunda chave de fim de curso tem a função de sinalizar o total fechamento da válvula.

Nesse caso, como o valor de umidade relativa não aumentou o suficiente para atingir o valor desejado, a estratégia solicita a redução do regime de trabalho do dispositivo que está retirando a umidade e fornecendo ar na entrada da câmara de mistura. Assim que o sistema receber a confirmação da redução do regime de trabalho, o processo de controle é reiniciado com o tempo de estabilização.

### 6.3.4. Programa computacional

O programa de controle do sistema de mistura do ar envolve duas partes interligadas. A primeira abrange o controle do regime de operação do compressor da bomba de calor. A segunda abrange o controle da abertura da válvula de mistura.

A operação da bomba de calor depende das características do ar de processo desejado. Assim, o sensor colocado na entrada do plenum do silo verifica se o ar está dentro do padrão desejado para a atividade. A Figura 6.10 apresenta o conjunto de equipamentos utilizados no experimento.

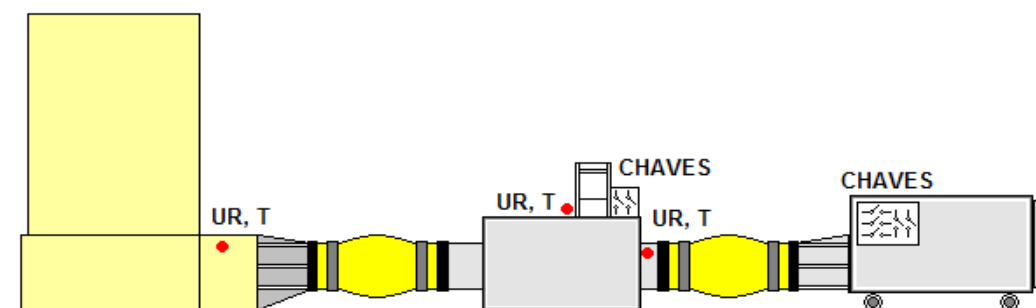


Figura 6.10 – Interligação entre bomba de calor e silo de secagem-armazenagem, usando câmara de mistura.

O sistema utilizou sensores e chaves da tecnologia 1-Wire™. Para o desenvolvimento do programa computacional, utilizaram-se rotinas disponíveis na *internet* na página do fabricante, as quais foram incorporadas ao programa principal, desenvolvido em Delphi, permitindo obtenção das leituras dos sensores e acionamentos de liga ou desliga para as chaves.

A lógica do programa implementa três controladores distintos que interagem entre si para controlar o processo:

- \_ Verificação da necessidade de mistura.
- \_ Abertura ou fechamento da válvula de mistura.
- \_ Solicitação de mudança do regime de operação da bomba de calor.

## \_ Verificação da necessidade de mistura

De posse do valor ajustado, o sistema faz a seleção do regime de operação da bomba de calor (tabela pré-determinada). A Tabela 6.2 pode ser implementada a partir do posicionamento e comando de chaves digitais endereçáveis acopladas diretamente nas entradas DI1, DI2, DI3 e DI4 do inversor de frequência. Caso a grandeza manipulada seja a temperatura, a Tabela 6.3 deverá ser implementada.

Quando a chave estiver fechada, atribui-se nível lógico "0" à respectiva entrada DI. O regime de operação vai desde a situação de compressor desligado, quando a chave DI1 estiver aberta, até o valor de 66 Hz, quando todas as chaves estiverem fechadas. Em 66 Hz, o motor do compressor funciona a 1958 rpm.

Depois de ajustar a frequência do inversor e, conseqüentemente, a umidade relativa do ar na saída, o sistema aguarda cerca de 4 minutos para a estabilização dos novos valores no plenum do silo. A partir daí, inicia-se o processo de verificação e controle da mistura, caso seja necessário.

Assim, iniciado o processo, o programa computacional compara o valor ajustado com o valor medido no plenum do silo, a cada 30 segundos.

\_ Caso o valor medido esteja dentro da faixa (valor ajustado  $\pm 2\%$ ), o sistema retorna para a verificação.

\_ Caso o valor medido esteja acima do valor ajustado, o sistema deve solicitar o aumento do regime comandando as chaves de controle para alterar o regime no inversor de frequência do compressor da bomba de calor. Retorna o processo, aguardando a estabilização e faz-se nova comparação.

\_ Caso o valor medido esteja abaixo do valor desejado, a abertura da válvula de mistura deve ser comandada pelo motor de passo, acionado pela placa microcontrolada.

\_ A placa aciona o motor por 5 segundos, o que é suficiente para abrir a válvula em um espaçamento entre os furos.

\_ Depois de 30 segundos, nova verificação dos valores, desejado e medido, é feita. Caso atinja a faixa desejada,

retorna à verificação inicial. Caso não atinja, devem ser comandados um novo passo de abertura e uma nova verificação.

\_ Caso a válvula atinja o sensor de fim de curso aberta, a placa microcontrolada comanda o fechamento imediato da válvula e, Depois de atingir o sensor de fim de curso fechado, um alarme solicita um novo regime de trabalho para alcançar a faixa desejada.

\_ Recomeça o processo.

O sistema foi executado em uma plataforma Windows, em um computador com processador AMD Athlon de 2,4 GHz, com 512 Mb de memória RAM, comunicando com a rede 1-Wire™ (controle) pela porta serial.

Tabela 6.2 – Valores de umidade relativa de acordo com a frequência ajustada pelas entradas de controle no painel do inversor

Chaves				Frequência Ajustada (Hz)	Velocidade do Compressor (rpm)	Umidade Relativa (%)
DI1	DI2	DI3	DI4			
Aberta	Qualquer posição			0	0	UR amb.
Fechada	Aberta	Aberta	Aberta	28	831	45,0
Fechada	Aberta	Aberta	Fechada	33	979	39,0
Fechada	Aberta	Fechada	Aberta	35	1038	36,5
Fechada	Aberta	Fechada	Fechada	37	1098	34,5
Fechada	Fechada	Aberta	Aberta	39	1157	32,5
Fechada	Fechada	Aberta	Fechada	43	1276	29,0
Fechada	Fechada	Fechada	Aberta	60	1780	21,0
Fechada	Fechada	Fechada	Fechada	66	1958	20,5

Tabela 6.3 – Valores de temperatura de acordo com a frequência ajustada pelas entradas de controle no painel do inversor

Chaves				Frequência Ajustada (Hz)	Velocidade do Compressor (rpm)	Temperatura (°C)
DI1	DI2	DI3	DI4			
Aberta	Qualquer posição			0	0	Temp. amb.
Fechada	Aberta	Aberta	Aberta	28	831	23,97
Fechada	Aberta	Aberta	Fechada	33	979	25,25
Fechada	Aberta	Fechada	Aberta	35	1038	25,76
Fechada	Aberta	Fechada	Fechada	37	1098	26,27
Fechada	Fechada	Aberta	Aberta	39	1157	26,78
Fechada	Fechada	Aberta	Fechada	43	1276	27,81
Fechada	Fechada	Fechada	Aberta	60	1780	32,16
Fechada	Fechada	Fechada	Fechada	66	1958	33,70

## 6.4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os dados observados foram armazenados na Tabela 6.4. Ao analisar os valores obtidos e registrados nessa tabela, pôde-se verificar que a abertura gradual da válvula proporcionou o aumento da umidade relativa na saída da câmara de mistura, bem como a diminuição da temperatura do ar.

Tabela 6.4 - Comportamento da temperatura e da umidade relativa no processo de mistura

Situação da Válvula	Umidade Relativa (%)			Temperatura (°C)				
	Posição	Abertura (dm <sup>2</sup> )	Abertura (%)	Entrada	Ambiente	Saída	Entrada	Ambiente
Fechada	-	0,0	8,2	55,0	8,2	66,6	28,9	66,6
1	0,000069	6,2	8,2	55,0	11,0	66,6	28,9	58,6
2	0,000138	12,4	8,2	55,0	13,7	66,5	28,9	54,6
3	0,000276	24,9	8,2	55,0	14,0	66,3	28,6	53,5
4	0,000415	37,4	8,2	55,0	14,7	65,7	28,2	52,1
5	0,000553	49,8	8,2	55,0	16,3	65,1	27,9	50,6
6	0,000691	62,3	8,5	55,0	17,3	64,1	27,6	49,3
7	0,000829	74,7	8,6	54,6	17,5	63,3	27,3	48,0
8	0,000968	87,2	8,5	54,4	20,1	62,8	26,9	45,0
9	0,001110	100,0	8,7	54,5	21,4	61,8	26,4	42,7

Essas alterações demonstram que, em escala maior, um ajuste para os valores de umidade relativa ou de temperatura pode ser viabilizado pela abertura ou pelo fechamento de uma válvula, usando o próprio ar atmosférico (ambiente) como fator de correção. Os gráficos das Figuras 6.11 e 6.12 mostram esse comportamento.

Nos gráficos, podem ser observados os comportamentos da umidade relativa e da temperatura em função da percentagem de abertura da válvula de mistura. As curvas para os valores de umidade relativa e temperatura, registrados na saída da câmara de mistura, encontram-se em posições intermediárias, destacados pelas linhas de tendência, considerando as curvas para as situações entre ar tratado e ar sem tratamento.

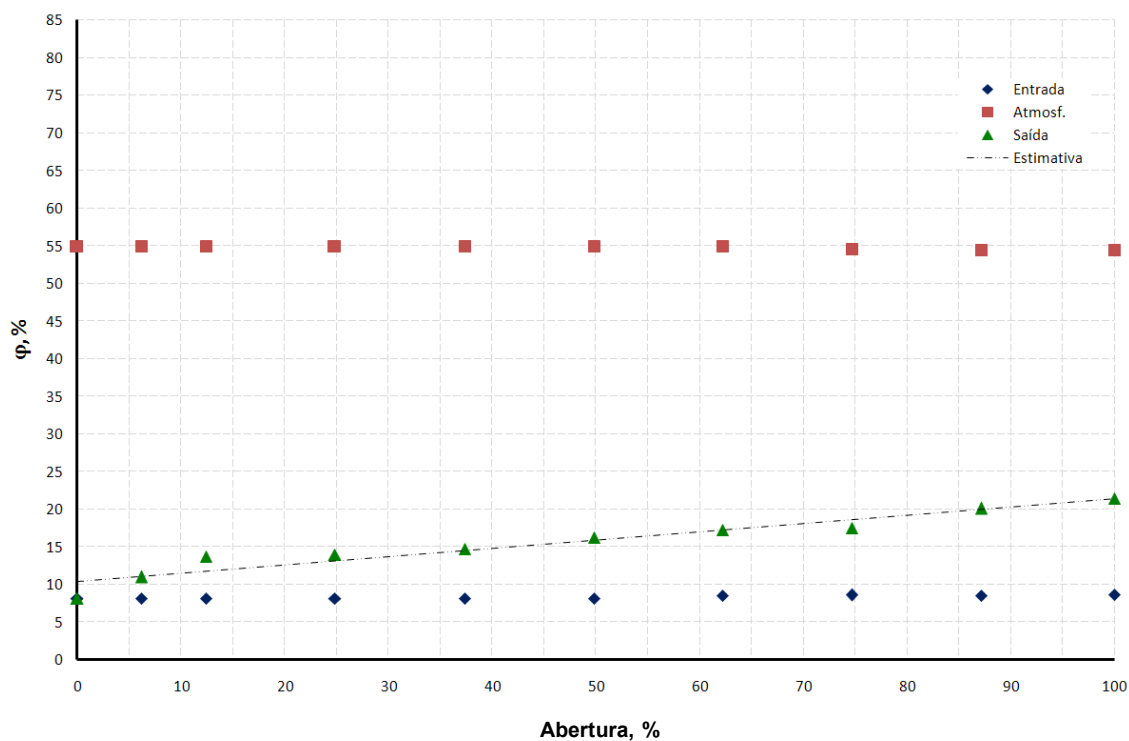


Figura 6.11 – Variação da umidade relativa em função do percentual de abertura da válvula de controle de fluxo de ar durante o teste de mistura.

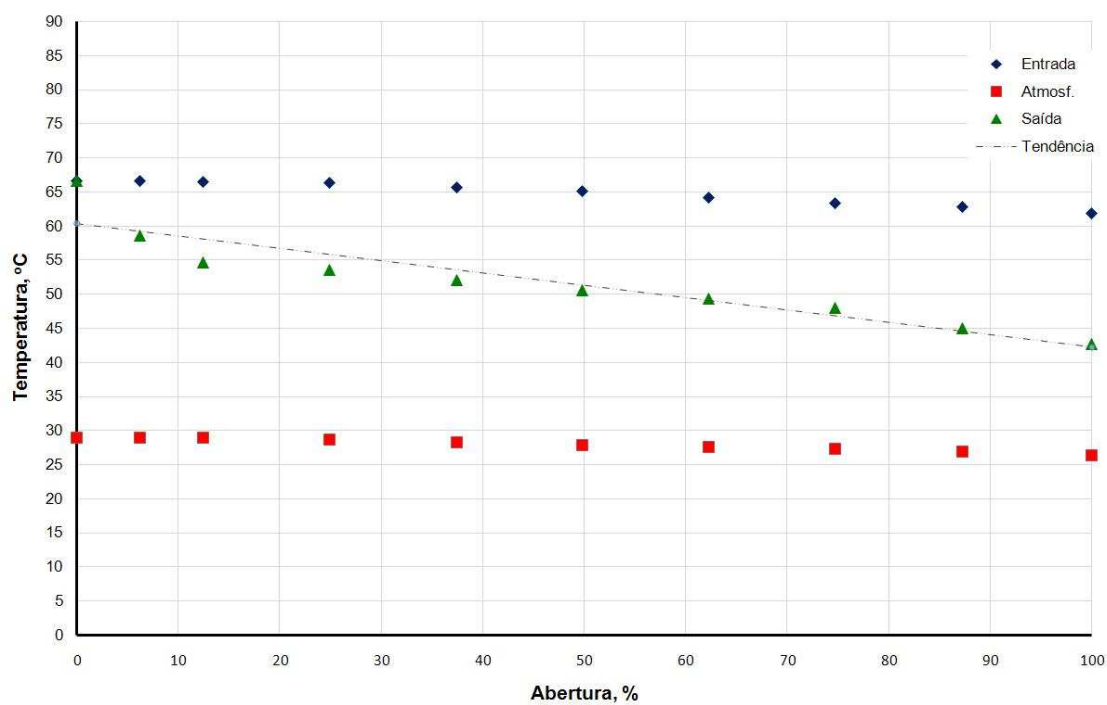


Figura 6.12 – Variação da temperatura em função do percentual de abertura da válvula de controle de fluxo de ar durante o teste de mistura.

As características psicrométricas dos fluxos de ar processado e do ar ambiente foram lançadas no programa GRAPIS\_DRAW 4.0<sup>®</sup>, na opção “Mistura de dois fluxos de ar”.

O gráfico obtido está mostrado na Figura 6.13. No ponto 1 foram lançados os valores psicrométricos relativos ao ar de entrada processado. No ponto 2, os valores psicrométricos relativos ao ar ambiente. No ponto 3 estão registrados os valores psicrométricos do ar resultante. Esses valores estão apresentados na Tabela 6.5.

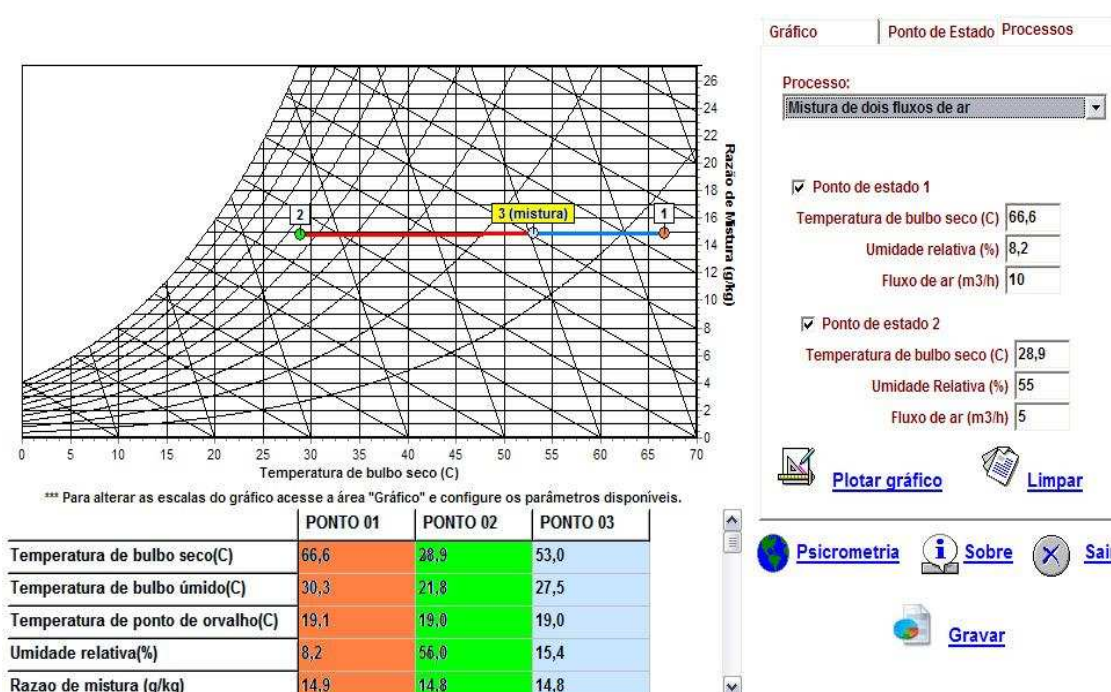


Figura 6.13 – Gráfico da resposta da mistura obtido por meio do programa GRAPIS\_DRAW 4.0<sup>®</sup>.

Os valores obtidos pelo GRAPIS\_DRAW 4.0<sup>®</sup> são os valores teóricos determinados a partir das equações psicrométricas. Pôde-se observar que os valores calculados e medidos foram muito aproximados, sendo apresentados na Tabela 6.6.

Tabela 6.5 – Propriedades psicrométricas do ar no processo de mistura

Ponto de estado	Temperatura (°C)			Umidade relativa (%)	Razão de mistura (g/kg)	Pressão (kPa)			Entalpia (kJ/kg)	Volume específico (m <sup>3</sup> /kg)	Fluxo total (m <sup>3</sup> /h)
	Bulbo seco	Bulbo molhado	Ponto de orvalho			Atmosf.	Vapor de saturação	Parcial de vapor			
1	66,6	30,3	19,1	8,2	14,9	94.496	26,9	2,2	105,9	1,057	9,46
2	28,9	21,8	19,0	55,0	14,8	94.496	4,0	2,2	66,8	0,939	5,32
3	53,0	27,5	19,0	15,4	14,8	94.496	14,3	2,2	91,9	1,014	15,00

Tabela 6.6 – Comparação entre os valores teóricos e os valores medidos

Variáveis	Teóricos (Grapis_Draw 4.0®)	Medidos (Sensores 1-Wire™)	Erro (%)
Umidade Relativa (%)	15,4	13,7	-11,04
Temperatura (°C)	53,0	54,6	1,94

#### 6.4.1. Bomba de calor da empresa Cool Seed Resfriamento Artificial

Testes preliminares feitos com o equipamento que foi empregado como fornecedor de ar para o processo (a bomba de calor) estabeleceu que a vazão de aproximadamente  $3 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  ( $174,24 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ ) na saída do ventilador da máquina, quando desacoplada do silo de café. Essa vazão variou de acordo com o produto que estava armazenado no silo (porosidade, teor de água, umidade relativa do ar intergranular, sujeira, etc.).

Para o silo com café seco, descascado e desmucilado, usado no experimento essa vazão ficou com valor variando entre 36 e  $97,8 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ .

#### 6.4.2. Sistema de mistura

O experimento piloto proporcionou a comprovação da teoria da mistura de fluxos de ar, apresentada em diversas bibliografias, onde é destacado que a “mistura de dois fluxos de ar com características psicrométricas diferentes resulta em um terceiro fluxo de ar com uma terceira gama de características psicrométricas”. Esses valores para umidade relativa e para temperatura foram mostrados na Tabela 6.6.

De acordo com a velocidade do ar na saída do ventilador pôde-se estabelecer a massa de ar que está sendo misturada de acordo com a área da saída.

O ar de saída do misturador apresentou uma velocidade superior às velocidades do ar de entrada e do ar de mistura. A umidade relativa do ar de saída foi intermediária às umidades dos fluxos de ar de entrada e de mistura. A temperatura do ar de saída foi menor que a do ar de entrada que era fornecido pela bomba de calor.

O fechamento gradativo da válvula de mistura proporcionou ajuste do valor da umidade relativa. A gama desse ajuste pode ser maior ou menor, dependendo da massa de ar e da velocidade com a qual o ar tratado foi fornecido à câmara de mistura.

## 6.5. CONCLUSÕES

A mistura de ar é viável, sabendo-se que a relação de mistura é diretamente relacionada às massas de cada um dos fluxos de ar envolvidos no processo de mistura. As características psicrométricas de cada um desses fluxos de ar proporcionam a obtenção de um ar com as características psicrométricas intermediárias às dos dois primeiros.

A válvula de mistura, em escala experimental, possibilitou a mistura gradual do ar ambiente ao ar de processo. Pôde-se observar que esse sistema necessita de ajustes e um sistema melhor de vedação para obstrução total dos orifícios, evitando vazamentos. Para a aplicação nesse experimento, entretanto, esses vazamentos não interferiram significativamente na observação da mistura de fluxos de ar.

A utilização do programa computacional GRAPIS\_DRAW 4.0<sup>®</sup> possibilitou a conferência dos valores medidos pelos sensores 1-Wire<sup>™</sup>, durante o processo de mistura.

Os controles comandados pelo programa computacional, a partir dos valores medidos pelos sensores, comportaram-se respondendo de forma precisa e imediata.

De forma similar aos sensores de temperatura, os sensores de umidade relativa fornecem variações de corrente que são proporcionais às variações de umidade. Também, nesse caso, será necessário fazer análises elétricas de variações analógicas.

## CAPÍTULO 7

---

### Considerações e Conclusões Finais

A bomba de calor, depois de energizada, passou a ser controlada manual ou automaticamente, por meio de chaves mecânicas ligadas em paralelo com as chaves ACIONAACDC<sup>®</sup>, de acordo com o regime de umidade relativa escolhido para o processo. O painel desenvolvido para o controle da taxa de compressão do fluido na bomba de calor facilitou a escolha dos valores para a umidade relativa do ar na saída bomba.

A seleção do regime de trabalho da bomba de calor, de acordo com o ajuste no sistema por meio do acionamento das chaves manualmente ou controlada, pelo programa computacional (rotina de controle) possibilitou maior flexibilidade nas características do ar de secagem. Isto possibilita melhor preservação da qualidade dos produtos depois do processo de secagem.

O controle das entradas digitais do inversor de frequência usando as chaves, tanto em operação manual quanto em operação automática, foi guiado pelos valores de umidade relativa pré-definidos, de acordo com a Tabela 4.12.

O acionamento do ventilador, tanto usando a chave mecânica (manual) quanto a chave digital ACIONAAC<sup>®</sup> (automático), foi definido como prioritário para o funcionamento do compressor, usando o contato auxiliar do contator que alimenta o motor do ventilador. Esse acionamento pôde ser feito sem apresentar problemas.

O uso das quatro chaves ACIONAACDC<sup>®</sup>, com relé, possibilitou a habilitação e a seleção do regime de operação do compressor da bomba de calor (oito regimes fornecendo ar com valores distintos de umidade

relativa e de temperatura). Essas seleções foram realizadas de forma satisfatória, sem apresentar qualquer problema.

O regime de operação da bomba de calor foi definido a partir da análise de sua operação no tratamento do ar, de acordo com os diversos ajustes de frequência para o compressor.

Para escolher um regime dentre aqueles pré-determinados de umidade relativa ou de temperatura do ar de processo (Tabela 6.2 ou 6.3), basta consultar uma tabela e ajustar as chaves do painel de controle da bomba.

A câmara de mistura com uma válvula construída para promover a mistura de ar de processo com ar ambiente funcionou de forma satisfatória, sendo que para maiores fluxos de ar tratado seria necessária a alteração do diâmetro dos furos do corpo da válvula, o que permitiria maior vazão de ar ambiente (sem tratamento) para o interior da câmara de mistura.

A válvula de abertura controlada garantiu a mistura controlada, quando necessária, graças à precisão de posicionamento da parte móvel.

A utilização de um ventilador de pequeno porte (ventoinha) para forçar a entrada de ar ambiente auxiliou na mistura, melhorando a eficiência. Quando o ventilador estava desligado, somente a sucção exercida pelo fluxo do ar tratado não foi suficiente para promover variações significativas nas características psicrométricas do fluxo.

A utilização do programa computacional GRAPIS\_DRAW 4.0<sup>®</sup> possibilitou a conferência dos valores medidos, pelos sensores 1-Wire<sup>™</sup>, durante o processo de mistura.

Os controles comandados pelo programa computacional, a partir dos valores medidos pelos sensores (1-Wire<sup>™</sup>), comportaram-se bem, respondendo de forma precisa e imediata.

Na operação de resfriamento da massa de café armazenado no silo, ocorreram problemas devido à interferência gerada na rede elétrica que alimentava o sistema. O sistema que operava fazendo o monitoramento dos sensores foi reinicializado diversas vezes. Esse

problema só foi solucionado com a utilização de um computador portátil, alimentado a bateria.

O funcionamento da chave digital DS2409 ajudou na segmentação da rede, permitindo maior agilidade no tempo de resposta dos componentes. Porém, sua introdução no sistema provocou aumento do intervalo entre leituras da ordem de 2 minutos. Isso não pode ser considerado um problema, pois estava sendo utilizado em coletas de dados de temperatura e umidade relativa em silos de armazenamento, o que não necessita de intervalos de amostragem pequenos.

Os sensores de temperatura DS18D20 da tecnologia 1-Wire™ desempenharam sua função perfeitamente, nos pontos inferior e superior de cada um dos silos. Os sensores de umidade relativa HIH-3600 fabricados pela empresa Honeywell, associados a conversores AD DS2438 da tecnologia 1-Wire™, registraram os valores de umidade relativa na região central e no plenum de cada silo.

Com os dados coletados, pôde-se avaliar e validar os acionamentos dos dispositivos de resfriamento do ar a ser insuflado nos silos ou do dispositivo de aeração (ventilador axial), a fim de manter a temperatura da massa de café, nos dois silos, nas condições especificadas para o armazenamento.

Com o monitoramento da temperatura e da umidade relativa pôde-se decidir qual o momento mais adequado para ativar ou desativar o resfriamento ou a ventilação de cada silo de forma independente, baseando sempre nas características de temperatura e umidade relativa, internas e externas, de cada silo.

As condições de temperatura e umidade relativa do ar ambiente externo influenciam diretamente no processo de ventilação. Logo, essas medições se tornaram condições extremamente relevantes para o processo de aeração.

## CAPÍTULO 8

---

### Referências Bibliográficas

BAKKER-ARKEMA, F. W.; BROOKER, D. B.; HALL, C. W. **Drying and storage of grains and oilseeds**. Westport, AVI Publishing Co., 1992. 450p.

BARCELLOS, K. M. **Aplicação de Bomba de Calor a Secagem de Grãos**. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 1986. 108p. (Dissertação: Mestrado em Engenharia Térmica).

BOLTON, W. **Engenharia de controle**. Makron Books, São Paulo, 1995. 497p

BOLTON, W. **Instrumentação & Controle**, Hemus Editora Ltda., 2005. 197p.

CONAB - Companhia Nacional de Abastecimento. **Acompanhamento da Safra Brasileira: Café Safra 2007/2008, quarta estimativa, dezembro/2007**. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, 2007.

CONAB - Companhia Nacional de Abastecimento. **Situação da Armazenagem no Brasil**. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, 2008.

CORRÊA, P. C.; RESENDE, O.; RIBEIRO, R. M. **Isotermas de Sorção das Espigas de Milho: Obtenção e Modelagem**. Revista Brasileira de Milho e Sorgo, v.4, n.1, p.126-134, 2005.

DEVILLA, I. R. ; COUTO, S. C.; QUEIROZ, D. M.; DAMASCENO, G. S.; REIS, F. R. **Qualidade de Grãos de Milho Submetidos ao Processo de Seca-Aeração**. Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental, Campina Grande, PB, v.3, n.2, p.211-215, 1999.

GABAS, A.N.; BERNARDI, M.; ROMERO, J.T.; TELIS, V.R.N. **Application of heat pump in drying of apple cylinders**. In: International Drying Symposium (IDS 2004). São Paulo: Proceedings...v. C, p. 1922-1929, 2004.

GRISA, E.; SUZIN, E.; FEIER, R. **Sensores de Temperatura**. Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, RS, 2004. <http://www.ucs.br/ccet/demc/vjbrusam/inst/temp1.pdf>. Acessado: 17/10/2008.

HÄGGLUND, T.; ASTRÖM, K. J. **Industrial Adaptive Controllers Based on Frequency Response Techniques**. Automatica, vol. 27, p.599-609, 1991.

HONEYWELL. Sensing and Control. **HIH-4000 Series - Humidity Sensors**. <http://www.phanderson.com/hih-4000.pdf>. Acessado: 22/10/2007.

HUMPHRIES, J. T.; SHEETS, L. S. **Industrial electronics**. 4.ed. Albany, Delmar Publisher, 1999. 718p.

HUNTER, A. J. **An isostere equation for some common seeds.** Journal Agric. Eng. Research, v.37, p. 93–107, 1987.

JOHANNSEN, A. **Equations and procedures for plotting psychrometric charts in SI units by computer.** CSIR Report ME 1711, Pretoria, 11p., 1981.

KOHAYAKAWA, M. N. **Secagem de manga haden utilizando secador de leite fixo e secador acoplado a bomba de calor.** Universidade de Campinas, Campinas, SP, 2004. (Dissertação: Mestrado em Engenharia Agrícola).

LARRINAGA, M. R.; MARTÍN, P. H.; HERNÁNDEZ, J. S. **La bomba de calor: fundamentos, técnicas y aplicaciones.** España: McGraw-Hill, 1993. 212p.

LAZZARI, S. M. N.; KARKLE, A. F.; LAZZARI, F. A. **Aeração de Grãos Armazenados.** Revista Brasileira de Entomologia número 50, p. 293-296, Junho, 2006.

LOBO, J. W.; AOKI, A. R.; TEIXEIRA, M. D.; PAULILLO, G. **Determinação da Eficiência e da Aplicabilidade de Bombas de Calor em Clima Temperado Subtropical – Típico da Região Sul do País - Primeira Fase.** Revista Espaço Energia, Edição número 01, Copel, Companhia Paranaense de Energia, Curitiba, PR, Outubro, 2004.

LOPES, D. C. **Simulação e Controle em Tempo Real para Sistema de Aeração de Grãos.** Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2006. (Tese: Doutorado em Engenharia Agrícola).

LOPES, D. C.; MARTINS, J. H.; MONTEIRO, P. M. B.; QUEIROZ, D. M. **Redes 1-Wire™ aplicadas à aeração de grãos armazenados,** Acta Scientiarum. Agronomy. Maringá, v. 29, n. 2, p. 157-163, 2007.

LOPES, D. C.; MELO, E. C.; MARTINS, J. H.; GARCIA, L. M. N.; GUIMARÃES, A. C. **GRAPSI-DRAW - digital psychrometric chart.** In: Second IFIP Conference on Computer and Computing Technologies in Agriculture, Beijing, China, 2008.

LOPES, D. C.; MELO, E. C.; CORRÊA, P. C. **Grapsi – Programa computacional para o cálculo das propriedades psicrométricas do ar.** Departamento de Engenharia Agrícola, UFV, Viçosa, MG, 2003.

MAXIM–DALLAS. MAXIM INTEGRATED PRODUCTS, DALLAS SEMICONDUCTOR. **DS18B20 - Programmable Resolution 1-Wire Digital Thermometer.** Datasheet. Acessado: 08/05/2008.

MAXIM–DALLAS. MAXIM INTEGRATED PRODUCTS, DALLAS SEMICONDUCTOR. **DS2409 - Microlan Coupler.** Datasheet. Acessado: 20/06/2007.

MAXIM–DALLAS. MAXIM INTEGRATED PRODUCTS, DALLAS SEMICONDUCTOR. **DS2438 - Smart Battery Monitor.** Datasheet. Acessado: 12/07/2005

MELO, E. C. **Atividade de água e reações - Notas de Aula**. Departamento de Engenharia Agrícola, UFV, Viçosa, MG, 2007.

MONTE, J. E. C. **Sistema de controle e automação aplicável a secadores em camada fina utilizando-se instrumentos digitais endereçáveis**. Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2006. (Dissertação: Mestrado em Engenharia Agrícola).

MONTEIRO, P. M. B. **Tecnologia 1-Wire™ Aplicada ao Controle em Tempo Real de Sistemas de Aeração de Grãos**. Departamento de Engenharia Agrícola, UFV, Viçosa, MG, 2002. (Tese: Doutorado em Engenharia Agrícola).

NAVARRO, S.; NOYES, R. T. **The mechanics and physics grain aeration management**. CRC Press, USA, 2001. 647p.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 3ª. Edição, Prentice-Hall do Brasil, Rio de Janeiro, 1995.

PEREIRA, C. A. B.; PEREIRA, R. H.; MARQUES, R. P.; PARISE, J. A. R.; SODRÉ, J. R. **Experimental analysis of a heat pump assisted recuperative air dehumidifier**. Revista da Engenharia Térmica. Brasília. n.5, p. 56-61. 2004.

PINTO, P. R. **Instrumentos Digitais Endereçáveis Baseados na Tecnologia 1-Wire™**. Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2005. (Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola).

PITA, E. G. A. **Acondicionamiento de aire: principios y sistemas**. 2ª edição. México: Compañía Editorial Continental, S.A. de CV, 2002. 548p.

PRADO FILHO, L. G.; SABBAGH, M. **Equipamento experimental para determinação de isotermas de adsorção pelo método dinâmico**. *Sci. agric. (Piracicaba, Braz.)*, Oct./Dec. 1993, vol.50, no.3, p.455-459. ISSN 0103-9016.

PRASERTSAN, S.; SAEN-SABY, P. **Heat pump drying of agricultural materials**. *Drying Technology*, 16(1&2), p.235-250, 1998.

SAMPAIO, C. P.; MACHADO, M. C. **Novas tecnologias de secagem de café**. Revista Cafeicultura, Patrocínio, MG, v. 1, p. 22-23, 09 jul., 2002.

SILVA, J. S. **Secagem e Armazenagem de Produtos Agrícolas**. Editora Aprenda Fácil, Viçosa, MG, 2000. 502p.

SILVA, J. S.; LOPES, R. P.; LOPES, D. C.; REZENDE, R. C. **Princípios básicos da psicrometria**. In: SILVA, J. S. (org). **Secagem e armazenagem de produtos agrícolas**. 22 ed., Viçosa, MG, 2008.

SILVA, S. A. L. **Experimental and Modeling Contributions in Order to Evaluate Components in Bisplit Refrigeration System**. University of Liege, Belgium, 2003. (Thesis: Doctor of Applied Science).

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G. J. **Fundamentos da Termodinâmica**. 6. ed., São Paulo, Edgard Blücher Ltda., 2003. 592p.

STOECKER, W. F.; JONES, W. J. **Refrigeração e Ar Condicionado**. McGraw Hill do Brasil, São Paulo, SP, 1984. 481p.

STULGYS, J. P. **Bomba térmica, uma contribuição à conservação de energia**. São Paulo, ABRAVA, v. 5, n. 44, p. 32-40. 1980.

THOMAZINI, D.; ALBUQUERQUE, P. U. B. **Sensores Industriais: Fundamentos e Aplicações**. Ed. Érica, São Paulo, Brasil, 2005.

WILHELM, R. L. **Numerical Calculation of psychrometric properties in SI units**. Transactions of the ASAE., v.19, n.2, p.318 – 325. 1976.

ZOLNIER, S. **Psicrometria I – caderno didático 13**. Imprensa Universitária, Universidade Federal de Viçosa, MG, n.13, 14p., 1994.