



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA



**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE BOMBA
DE CALOR ÁGUA/ÁGUA PARA RESFRIAMENTO E
SECAGEM DE TOMATES**

HONORATO CCALLI PACCO

CAMPINAS, SP

DEZEMBRO/2008



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA AGRÍCOLA



DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE BOMBA DE CALOR ÁGUA/ÁGUA PARA RESFRIAMENTO E SECAGEM DE TOMATES

Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós-graduação da Faculdade de Engenharia Agrícola para obtenção do título de Doutor em Engenharia Agrícola, na área de concentração em Tecnologia Pós-Colheita.

HONORATO CCALLI PACCO

Orientador: Prof . Dr. Luís Augusto Barbosa Cortez

Co-orientador: Prof . Dr. Clément Vigneault

CAMPINAS, SP

DEZEMBRO/2008

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

P114d	<p>Pacco, Honorato Ccalli</p> <p>Desenvolvimento de um sistema de bomba de calor água/água para resfriamento e secagem de tomates / Honorato Ccalli Pacco. --Campinas, SP: [s.n.], 2008.</p> <p>Orientadores: Luís Augusto Barbosa Cortez, Clément Vigneault.</p> <p>Tese de Doutorado - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola.</p> <p>1. Alimentos - Desidratados. 2. Bombas de calor. 3. Energia. 4. Aparelho de secar. 5. Tomate. I. Cortez, Luís Augusto Barbosa. II. Vigneault, Clément. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Agrícola. IV. Título.</p>
-------	---

Título em Inglês: Development of a system for heat pump water/water for cooling and drying of tomatoes

Palavras-chave em Inglês: Dehydrated foods, Heat pumps, Energy, Drying apparatus, Tomatoes

Área de concentração: Tecnologia Pós-Colheita

Titulação: Doutor em Engenharia Agrícola

Banca examinadora: Guillermo Roca, Jayme de Toledo Piza e Almeida Neto, Alfredo de Almeida Vitali, Vivaldo Silveira Junior

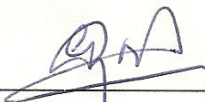
Data da defesa: 22/12/2008

Programa de Pós Graduação: Engenharia Agrícola

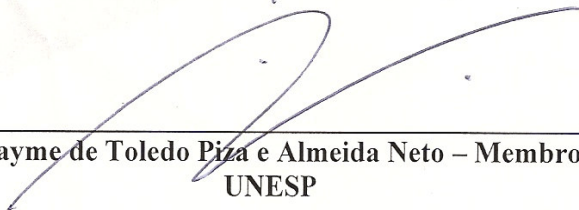
Este exemplar corresponde à redação final da **Tese de Doutorado** defendida por **Honorato Ccalli Pacco**, aprovada pela Comissão Julgadora em 22 de dezembro de 2008, na Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas.



**Prof. Dr. Luís Augusto Barbosa Cortez – Presidente e Orientador
Feagri/Unicamp**



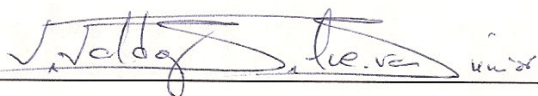
**Prof. Dr. Guillermo Roca – Membro Titular
Universidad Oriente/Cuba**



**Prof. Dr. Jayme de Toledo Piza e Almeida Neto – Membro Titular
UNESP**



**Dr. Alfredo de Almeida Vitali – Membro Titular
ITAL**



**Prof. Dr. Vivaldo Silveira Júnior – Membro Titular
FEA/Unicamp**

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, por tudo e por todos.

Agradeço ao Prof. Dr. Luís Augusto Barbosa Cortez pela orientação, dedicação e confiança no trabalho desenvolvido.

Agradeço ao Prof. Dr. Clément Vigneault pela co-orientação, dedicação, estímulo e apoio no trabalho desenvolvido.

Aos professores da banca do exame de qualificação e defesa de tese: Prof. Prof. Dr. Guillermo Roca, Prof. Dr. Jayme de Toledo Piza e Almeida Neto, Dr. Alfredo de Almeida Vitali, Prof. Dr. Vivaldo Silveira Junior, Profa. Marlene Rita de Queiros.

Agradeço a minha família que sempre me estiveram dando forças para continuar os estudos.

Ao Prof. Lincoln de C. N.Filho pelas orientações no desenvolvimento do sistema, e por me permitir assistir às palestras e visitas programadas.

A Faculdade de Engenharia Agrícola por ter permitido a realização do curso de doutorado.

A UNICAMP, por ter-me recebido com braços abertos para a realização dos estudos do curso de pós-graduação.

A SAE UNICAMP, pelas bolsas de auxílio concedidas no período dos estudos.

Agradeço ao senhor Pedro Fonte, grande amigo e pela ajuda no Laboratório de Termodinâmica e Energia (LTE) da FEAGRI no desenvolvimento do sistema.

Ao Prof. Marcos David pelo fornecimento de tomates maduros para os ensaios de secagem.

Agradeço a todos os amigos do LTE, secagem, pós-colheita, UNIMAC, pela tão valiosa ajuda nos experimentos e análises físico-químicos dos produtos, em especial a Larissa R; Rodrigo J; Ricardo B; Tatiana P, Tâmara, Juliana, Maria Rosalia, Francisco F., Ao Prof. Cláudio, Bianca, e a todos que fizeram possível a realização desta tese.

Agradeço aos professores Luís Brossard, pela ajuda no desenho experimental.

Ao Juan, Guillermo Roca, Edgardo pela ajuda e discussões no desenvolvimento do sistema.

Aos amigos Rogério, Eduardo, Henry, Romina, Rosalinda, Audirene, Michelle, Sarah V; Juliana F; Mariana, Luciana, Daene, Andréa C; Letícia e Leda Bueno pela amizade e confiança.

A tudo o pessoal de CPG-Feagri, em especial a Ana Paula.

A tudo o pessoal de Labin-Feagri, em especial ao João.

Agradeço a meus colegas da UNJBG, pelos bons conselhos em tudo momento.

Aos meus amigos de Peru, Percy P. Percy O, Javier C.

Agradeço a família Carbajal, Alcazar, Viacava, Salleres, no Perú.

Ao amigo Univaldo e família - Valinhos SP.

Ao meu amigo de sempre Carlos Cassini e família, ao Divair Christ.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico CNPq, pelo auxílio econômico à pesquisa (processo 478254/04-0) e pelas bolsas de DTI concedidas.

À Empresa de tomates “Mallmann”, pela ajuda no fornecimento de tomates.

DEDICATÓRIA

DEDICO

À Gladys, querida mãe,
Nena, Chila, tias queridas, obrigado por existirem.
Pessoas queridas que estiveram sempre comigo.

“A alegria está na luta, na tentativa, no sofrimento envolvido. Não está na vitória propriamente dita”.

Mahtma Gandhi

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	xi
LISTA DE TABELAS.....	xiv
NOMENCLATURA	xvi
RESUMO GERAL	xviii
ABSTRACT	xx
1. CAPÍTULO I: INTRODUÇÃO GERAL	1
1.1 INTRODUÇÃO.....	2
1.2 OBJETIVOS.....	6
2. CAPÍTULO II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA GERAL	8
2.1 Tomate.....	9
2.2 Resfriamento.....	11
2.3 Aspectos gerais sobre o resfriamento de produtos agrícolas.....	13
2.4 Aspectos gerais sobre a secagem do produto	14
2.5 A secagem de tomates	15
2.6 Os ciclos de refrigeração	16
2.7 Sistema de refrigeração em cascata.....	19
2.8 A seleção do fluido refrigerante	20
2.9 Bomba de calor.....	21
2.10 Referências bibliográficas	25
3. CAPÍTULO III - EFEITO DA TEMPERATURA NA SECAGEM DE TOMATES .	31
RESUMO	32
ABSTRACT	33
3.1 INTRODUÇÃO.....	34
3.2 MATERIAL E MÉTODOS.....	35
3.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO	38
3.4 CONCLUSÕES	44
3.5 AGRADECIMENTOS.....	45
3.6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	45
4. CAPÍTULO IV – RESFRIAMENTO DE TOMATES POR ÁGUA GELADA	47
RESUMO	48

ABSTRACT	49
4.1 INTRODUÇÃO.....	50
4.2 MATERIAIS E MÉTODOS.....	53
4.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO	57
4.4 CONCLUSÕES	62
4.5 AGRADECIMENTOS	63
4.6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	63
5. CAPÍTULO V: OTIMIZAÇÃO DA BOMBA DE CALOR.....	66
RESUMO	67
ABSTRACT	69
5.1. INTRODUÇÃO.....	71
5.1.1. Bombas de calor	73
5.1.2. Fluido refrigerante	80
5.1.3. Objetivos.....	85
5.2 MATERIAIS E MÉTODOS.....	86
5.2.1 Descrição da bomba de calor.....	86
5.2.2 Dimensionamento do sistema em cascata:	87
5.2.3 COMPRESSOR.....	95
5.2.4 O fluido refrigerante	99
5.2.5 Sistema de Medição e Aquisição de Dados.....	101
5.2.6 Instrumentação e controle.....	103
5.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO	105
5.3.1 Vazão volumétrico do fluido refrigerante no sistema de bomba de calor em cascata.	105
5.3.2 Sistema bomba de calor em cascata utilizando R22, MP39, R600 E R600a ...	109
5.4 CONCLUSÕES	116
5.5 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	117
6. CAPÍTULO VI – OTIMIZAÇÃO DAS CONDIÇÕES DA OPERAÇÃO DO SISTEMA EM CONJUNTO	122
RESUMO	123
ABSTRACT	124

6.1 INTRODUÇÃO.....	125
6.1.1 Bomba de calor aplicada ao resfriamento e secagem de tomates.....	125
6.1.2 Modelação empírica para a operação da instalação	134
6.1.3 Atividade de água em alimentos.....	135
6.1.4 Objetivos.....	135
6.2 MATERIAL E MÉTODOS.....	137
6.2.1 Bomba de calor.....	137
6.2.2 Resfriamento de tomates por água gelada.....	137
6.2.3 Secagem de tomates em fatias.....	140
6.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO	148
6.3.1 Sistema bomba de calor.....	148
6.3.2 Resfriamento por água gelada	148
6.3.3 Secagem de tomates	150
6.4 CONCLUSÕES	163
6.4.1 Sistema bomba de calor.....	163
6.4.2 Resfriamento de tomates por água gelada.....	164
6.4.3 Secagem de tomates	164
6.5 AGRADECIMENTOS	166
6.6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	166
7. CONCLUSÕES GERAIS	168
8. RECOMENDAÇÕES.....	169
9. CONTRIBUIÇÃO AO CONHECIMENTO CIENTÍFICO.....	170
APÊNDICE A	171
APÊNDICE B.....	174
APÊNDICE C	176
APÊNCIDE D	178

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Representação esquemática de um ciclo ideal de compressão de vapor.	17
Figura 2.2: a) Representação esquemática do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor no diagrama de Mollier P – h. b) Ciclo ideal de compressão de vapor, diagrama T – s.	17
Figura 3.1: Esquema do secador utilizado para secagem de tomate a diferentes temperaturas.	36
Figura 3.2: Efeito da temperatura do ar e tamanho de tomates (cortado em 4 e 8 segmentos) sobre o tempo de secagem. Na legenda o primeiro número é a temperatura do ar, e o segundo número é a quantidade de segmentos de cada tomate.	39
Figura 3.3: Efeito da temperatura do ar de secagem e tamanho (cortado em 4 e 8 segmentos) sobre o tempo de meia secagem de tomates.	41
Figura 3.4: Efeito da temperatura do ar e tamanho das fatias de tomate (cortado em 4 e 8 fatias) sobre a energia relativa de secagem.	43
Figura 4.1: Sistema de resfriamento por aspersão utilizado durante os experimentos incluindo o sistema de refrigeração mecânica (a), o sistema de aspersão da água gelada (b), e o sistema de aquisição dos dados (c).	54
Figura 4.2: Resultado experimental (e) de temperatura adimensional no resfriamento de tomate distribuídos na parte inferior e superior das caixas durante o tempo (min.) de resfriamento com o sistema de água-gelada por aspersão usando $3,5$ e $7,01 \text{ s}^{-1} \text{ m}^{-2}$, respectivamente. Os modelos (m) foram ajustados usando a metodologia da temperatura de equilíbrio predita com resíduos mínimos (GOYETTE <i>et al.</i> , 1996).	58
Figura 4.3: Tempo de meio resfriamento (TMR, min.) em função das posições dos tomates durante o processo de resfriamento com o sistema de água gelada por aspersão usando $3,5$ e $7,01 \text{ s}^{-1} \text{ m}^{-2}$	59
Figura 4.4: Consumo acumulado de energia elétrica no processo de resfriamento de água e resfriamento do tomate.	61
Figura 5.1: Esquema simplificado de funcionamento de uma bomba de calor.	74
Figura 5.2: Determinação do coeficiente de desempenho (COP) de uma bomba de calor.	75
Figura 5.3: Sistema de bomba de calor utilizada para aquecimento e refrigeração na Aqüicultura [Fonte: BAIRD <i>et al.</i> , 1993].	77
Figura 5.4: Sistema de bomba de calor em cascata.	87
Figura 5.5: Evaporador de serpentina (primeiro circuito) para o sistema de resfriamento de água gelada.	90
Figura 5.6: Esquema do primeiro circuito do sistema em cascata para resfriamento de água.	90
Figura 5.7: Esquema do segundo circuito do sistema em cascata para aquecimento de água (os nomes de cada número desta figura encontram-se na Figura 5.9).	93
Figura 5.8: Sistema de bomba de calor água/água em casca construído para resfriamento e secagem de tomates. Onde: A = compressores; B = reservatório de água gelada; C = reservatório de água quente.	94

Figura 5.9: Esquema do sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento e aquecimento de água, A = compressores, B = tanque reservatório de água gelada, C = tanque reservatório de água quente.	95
Figura 5.10: Pontos de medição de temperatura, pressão e vazão.	101
Figura 5.11: Rotâmetro “Digiflow”, para o controle de vazão de água gelada no sistema de resfriamento e aquecimento de água no sistema de bomba de calor em cascata.	102
Figura 5.12: Placas A/D CAD 12/32-32 da marca Lynx com 16 canais cada placa.	103
Figura 5.13: Placas A/D CAD dentro de um sistema a temperatura constante de 20°C.	103
Figura 5.14: Diagrama de temperatura – entropia.	105
Figura 5.15: Curvas de coeficiente de performance COP no sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento (a) e aquecimento de água utilizando R22/MP39 como fluido refrigerante.	110
Figura 5.16: Curvas de coeficiente de performance COP no sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento (a) e aquecimento de água utilizando R22/R600 como fluido refrigerante.	112
Figura 5.17: Curvas de coeficiente de performance COP no sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento (a) e aquecimento de água utilizando R22/R600a como fluido refrigerante.	114
Figura 6.1: Sistema de resfriamento rápido com água gelada.	125
Figura 6.2: Bomba de calor montada a partir de um sistema de resfriamento com água gelada.	126
Figura 6.3: Configuração de bomba de calor operando num sistema em cascata.	127
Figura 6.4: Simulação feita no programa CoolPack para uma bomba de calor com um único circuito, operando com R22, temperatura de evaporação de 0 °C e condensação de 65 °C.	128
Figura 6.5: Simulação feita no programa CoolPack para uma bomba de calor com um único circuito, operando com R22, temperatura de evaporação de 0 °C e condensação de 80 °C.	129
Figura 6.6: Simulação feita no programa CoolPack para o circuito de baixa pressão de uma bomba de calor operando em cascata. Refrigerante empregado R22, temperatura de evaporação de 0 °C e condensação de 35 °C.	130
Figura 6.7: Simulação feita no programa CoolPack para o circuito de alta pressão de uma bomba de calor operando em cascata. Refrigerante empregado R600a, temperatura de evaporação de 30 °C e condensação de 80 °C.	131
Figura 6.8: Esquema do sistema de resfriamento por água gelada por aspersão tipo chuveiro. A= sistema de aspersão, B = bomba centrífuga para recirculação de água, C = Caixas de plástico para conteúdo de produto a resfriar, TA = tanque reservatório de água gelada, R = rotâmetro par controle de vazão de água gelada.	138
Figura 6.9: Fotografia do sistema de resfriamento por água gelada por aspersão tipo chuveiro	139
Figura 6.10: Secador de bandejas do sistema de bomba de calor em cascata.	141

Figura 6.11: Secador de bandeja com capacidade para 50 kg de produto.	142
Figura 6.12: Sistema de aquecimento por água quente.....	143
Figura 6.13: Secador com sistema de recirculação do ar de secagem.....	144
Figura 6.14: Resfriamento de tomates verde maduro da variedade “Débora” por água gelada por aspersão do tipo chuveiro utilizando bomba de calor em cascata.	149
Figura 6.15: Gráfica de Pareto padronizado para atividade de água (Aw).	152
Figura 6.16: Gráfica de probabilidade normal no modelo para atividade de água (Aw).	155
Figura 6.17: Gráfico de tempo (min) e umidade adimensional, da secagem de tomates em segmentos de oito a uma temperatura de 75°C por tempo de seis horas. Com 0,60 Aw; 21,49% Ubu no produto final. (75M24). Os dados estão apresentados na Tabela D-1 (Apêndice D).	157
Figura 6.18: Gráfico de tempo (min) e umidade adimensional, da secagem de tomates em fatias de oito a uma temperatura de 75°C por tempo de seis horas. Com 0,62 Aw; 24,29 %Ubu no produto final. (75M22)	157
Figura 6.19: Gráfico de tempo (min) e umidade adimensional (X/Xeq), da secagem de tomates em fatias de oito a uma temperatura de 75°C por tempo de dez horas. Com 0,72 Aw; 27,98%Ubu no produto final. (60M13). Os dados estão apresentados na Tabela D-3 (Apêndice D).	158
Figura 6.20: Curva de secagem (75°C), tempo e Ln(X) – Modelo; com Xeq(-100); coeficiente de secagem (-0,00661); TMS(104,81 min); R ² (99,4702) – 75M24 (0,6 Aw; 21,49%U; 3,29 kg). Os dados estão apresentados na Tabela D-4 (Apêndice D).	159
Figura 6.21: Curva de secagem (75°C), tempo e Ln(X) – Modelo; com Xeq (-435); coef secagem (-0,00499); TMS (138,77 min); R ² (99,0193) – 75M22 (0,62 Aw; 24,29%U; 6,16 kg). Os dados estão apresentados na Tabela D-5 (Apêndice D).	160
Figura 6.22: Curva de secagem (60°C), tempo e Ln(X) – Modelo; com Xeq (0,0); coeficiente de secagem (-0,00303); TMS (228,80min); R ² (99,9816) – 60M21 (0,92 Aw; 81,031%U; 3,06 kg). Os dados estão apresentados na Tabela D-6 (Apêndice D).	160
Figura 6.23: Curva de secagem (60°C), tempo e Ln(X) – Modelo; com Xeq(-2800,0); coeficiente de secagem (-0,00145); TMS(479,47min); R ² (99,9622) – 60M17 (0,913 Aw; 79,671%U; 3,13 kg). Os dados estão apresentados na Tabela D-7 (Apêndice D).	161
Figura D-1: Gráfica de potência em relação ao tempo na operação de secagem de tomates em segmentos de 8 por um tempo de 6 horas (a primeira hora foi para aquecer o secador de 48 até 75 °C).....	182

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Área de cultura e produção de tomates no Brasil até dezembro 2008.....	10
Tabela 2.2: Área, produção e rendimentos médios nos estados brasileiros - safras 2006 e 2007.	11
Tabela 3.1: Caracterização química de tomates maduros da variedade “Débora”	38
Tabela 3.2: Consumo de energia elétrica na secagem de tomates em segmentos a diferentes temperaturas no ar de secagem.	42
Tabela 4.1: Efeito de fluxo da água ($3,5$ e $7 \text{ l min}^{-1} \text{ m}^{-2}$) e da posição (1= inferior da caixa; 2 e 3 = centro da caixa; 4 = superior da caixa) dos tomates Débora sobre o tempo de meio resfriamento (TMR, min.) usando o sistema por água gelada por aspersão.....	58
Tabela 4.2: Resfriamento de tomates Débora verde-maduros com água gelada por aspersão ($\text{Vazão} = 7,0 \text{ litros s}^{-1}$), registrando o consumo de energia.	60
Tabela 5.1: Valores de volumes específicos do vapor de diversos fluídos refrigerantes.	84
Tabela 5.2: Valores no cálculo de taxa de deslocamento volumétrico teórico para compressores Bitzer III e IV.....	106
Tabela 5.3: Valores de temperaturas, tempo, coeficiente de performance COP e potência de compressão dos experimentos no sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento (700 l) e aquecimento (450 l) de água utilizando R22/MP39.....	111
Tabela 5.4: Valores de temperaturas, tempo, coeficiente de performance COP e potência de compressão dos experimentos no sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento (700 l) e aquecimento (450 l) de água utilizando R22/R600.....	113
Tabela 5.5: Valores de temperaturas, tempo, coeficiente de performance COP e potência de compressão dos experimentos no sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento (700 l) e aquecimento (450 l) de água utilizando R22/R600a.....	115
Tabela 6.1: Dados de resfriamento por água gelada por aspersão ($7,7 \text{ ls}^{-1} \text{ m}^{-2}$) de tomates “Débora” verde maduro com a utilização sistema bomba de calor em cascata.	149
Tabela 6.2: Matriz dos experimentos e resposta para o planejamento 2^{7-4}	151
Tabela 6.3: Análise de Variância na operação do secador em função dos fatores indicados.	152
Tabela 6.4: Análise de variância para o modelo com resposta A_w	153
Tabela 6.5: Dados dos ensaios realizados no secador com ar de secagem aquecido pelo calor rejeitado pelo sistema de bomba de calor em cascata, para secagem de tomates em fatias. ...	156
Tabela 6.6: Resultados de umidade de equilíbrio (X_{eq}), Coeficiente de secagem, Tempo meio de secagem (minutos) e Coeficiente de determinação múltipla (R^2) para os ensaios indicados.	159
Tabela 6.7: Cálculos de consumo de energia elétrica para resfriamento e secagem de tomates por 10 horas em base a dados das Tabelas 3.2, 4.2 e Tabela D-8.	162
Tabela A-1: Valores de umidade adimensional de tomates cortados em 4 e 8 segmentos para secagem a temperaturas de $45 \text{ }^\circ\text{C}$	171

Tabela A-2: Valores de umidade adimensional de tomates cortados em 4 e 8 segmentos para secagem a temperaturas de 55 °C.....	172
Tabela A-3: Valores de umidade adimensional de tomates cortados em 4 e 8 segmentos para secagem a temperaturas de 65 °C.....	173
Tabela A-4: Valores de tempo de meia secagem (TMS) de tomates cortados em 4 e 8 segmentos para secagem a temperaturas de 45, 55 e 65 °C (Fig 3.3).	173
Tabela A-5: Valores de energia relativa (RER) de tomates cortados em 4 e 8 segmentos para secagem a temperaturas de 45, 55 e 65 °C. (Fig. 3.4).	173
Tabela B-1: Dados experimentais (e) e do modelo (m) utilizados para a curva de resfriamento por água gelada por aspersão (3,5 l/s) de tomates “Débora” verde maduro (Figura 4.2).....	174
Tabela B-2: Dados experimentais (e) e do modelo (m) utilizados para a curva de resfriamento por água gelada por aspersão (7.0 l/s) de tomates “Débora” verde maduro (Figura 4.2).....	175
Tabela C-1: Valores para a eficiência volumétrica teórica e real do ensaio no sistema de bomba de calor em cascata com o fluido refrigerante R22 no primeiro circuito, resfriamento e o R12 no segundo circuito, aquecimento.....	176
Tabela C-2: Valores para a eficiência volumétrica teórica e real do ensaio no sistema de bomba de calor em cascata com o fluido refrigerante R22 no primeiro circuito, resfriamento e o R600 no segundo circuito, aquecimento.	176
Tabela C-3: Valores para a eficiência volumétrica teórica e real do ensaio no sistema de bomba de calor em cascata com o fluido refrigerante R22 no primeiro circuito, resfriamento e o R600a no segundo circuito, aquecimento.....	177
Tabela D-1: Valores de tempo (min) e umidade adimensional (X/Xo) para Secagem de Tomates em segmentos (8) a 75°C - 75M24.....	178
Tabela D-2: Valores de tempo (min) e umidade adimensional (X/Xo) para Secagem de Tomates em segmentos (8) a 75°C - 75M22.....	178
Tabela D-3: Valores de tempo (min) e umidade adimensional (X/Xo) para secagem de tomates em segmentos (8) a 60°C - 60M13	179
Tabela D-4: Valores de tempo (min), umidade (X) e ln(X)-Modelo para secagem (75°C) de tomates em segmentos (8) em secador da bomba de calor - 75M24.....	179
Tabela D-5: Valores de tempo (min), umidade (X) e ln(X)-Modelo para secagem (75°C) de tomates em segmentos (8) em secador da bomba de calor - 75M22.....	180
Tabela D-7: Valores de tempo (min), umidade (X) e ln(X)-Modelo para secagem (60°C) de tomates em segmentos (8) em secador da bomba de calor - 60M17.....	180
Tabela D-8: Consumo de energia por tempo de 7 horas com respectivos Valores de tempo (min), potência (kW) e consumo (kWh) na operação de aquecimento do secador de 48°C até 75 °C e secagem de tomates em segmentos (8) por tempo de 6 horas.	181

NOMENCLATURA

M = adimensional de umidade.....	39
X = umidade, g água g ⁻¹ sólido seco.....	39
X ₀ = umidade inicial, g água g ⁻¹ sólido seco.....	39
X _{eq} = umidade de equilíbrio, g água g ⁻¹ sólido seco.....	40
TMS = tempo meio de secagem, min.....	41
T = temperatura do produto em qualquer tempo t do resfriamento.....	55
T ₀ = temperatura do meio do resfriamento.....	55
T _{eq} = temperatura final do produto a equilíbrio com o médio ambiente.....	55
TR = taxa de resfriamento do produto, min ⁻¹	55
TMR = tempo do meio do resfriamento, min.....	55
X ₁ , X ₂ = temperatura adimensional X o tempo 1 e 2, respectivamente.....	55
t ₁ , t ₂ = tempo 1 e 2, respectivamente, min.....	56
P _t = potencia requerida pelo sistema de resfriamento de liquido [W].....	60
V _p = taxa de deslocamento do compressor, m ³ /min	96
D = diâmetro do cilindro (diâmetro interno), m	96
L _{cil} = curso do cilindro, m.....	96
η = rotação do eixo da manivela, rpm	96
N = número de cilindros	96
m _g = fluxo de massa refrigerante no compressor;.....	97
V _a = vazão de refrigerante que entra no compressor, m ³ /min;	97
v = volume específico do vapor admitido, m ³ /kg.....	97
V _p = taxa de deslocamento do compressor, m ³ /min	106
D = diâmetro do cilindro (diâmetro interno), m	106
L _{cil} = curso do cilindro, m.....	106
η = rotação do eixo da manivela, rpm	106
N = número de cilindros	106
Q _F = Taxa de remoção de calor no lado frio, kW;	107
Q _H = Taxa de remoção de calor no lado quente, kW;	1076
m ₃ = massa de refrigerante circulando pelo compressor 3;	107
m ₄ = massa de refrigerante circulando pelo compressor 4;.....	107

h_1	= entalpia no ponto 1, kJ/kg;	107
h_4	= entalpia no ponto 4, kJ/kg;	107
h_6	= entalpia no ponto 6, kJ/kg.	107
\dot{W}_{adm}	= potência fornecida ao compressor, kW;	107
\dot{W}_{comp1}	= potência fornecida ao compressor 1, kW;	107
\dot{W}_{comp2}	= potência fornecida ao compressor 2, kW;	108
h_2	= entalpia no ponto 2, kJ/kg;	108
h_5	= entalpia no ponto 5, kJ/kg.	108
COP_F	= coeficiente de performance lado frio;	108
\dot{W}_{adm}	= potência fornecida ao compressor, kW.	108
COP_H	= coeficiente de performance lado quente;	108
\dot{W}_{adm}	= potência fornecida ao compressor, kW.	108
A_w	= atividade de água no produto.....	135
Factor_A	= temperatura de entrada no secador (°C).....	144
Factor_E	= ventilador 1 instalado no secador.....	145
F_1	= fluxo de ar na entrada do secador, m ³ /s.....	154
T	= temperatura na entrada do secador, °C.....	154
Ubu	= umidade em base úmida, %.....	154
GL	= grados de liberdade.....	154

RESUMO GERAL

O tomate destinado tanto ao consumo de mesa, *in natura*, quanto à produção industrial, é uma hortaliça consumida o ano inteiro, sendo o Brasil um grande produtor, nas regiões Centro Sul e em algumas regiões do Nordeste e Sul do país. Mas as perdas pós-colheita superam 50 % durante o processo de colheita e de pós-colheita. Estas perdas são principalmente de tipos mecânica, fisiológica ou patológica. Portanto a utilização de uma tecnologia apropriada, como neste caso a concepção de um sistema de bomba de calor água/água em cascata, permitirá reduzir consideravelmente as perdas da pós-colheita dos tomates. Utilizando o sistema em conjunto, circuito de baixa e alta pressão na produção de água gelada (2°C) e quente (90°C), pode ser aproveitado para realizar as operações de resfriamento rápido por água gelada por aspersão, tipo chuveiro para tomates em estado de maturação verde maduro antes da embalagem para seu transporte em sistemas refrigerados para os mercados de comercialização em condições de qualidade exigida pelo consumidor. Ao mesmo tempo com a utilização do lado de alta pressão (alta temperatura) do sistema em estudo será possível a produção de uma fonte quente para atingir temperaturas (60 e 75°C) programadas no secador de bandejas e assim realizar a operação de secagem de tomates, previamente pré-tratados (redução de tamanho e eliminação de sementes) com fins de obter uma melhor transferência de calor no produto, e com a conseqüente eliminação de grande quantidade de água contida, reduzindo seu peso e volume, permitindo melhor conservação por tempo mais prolongado, fácil transporte e econômico. Para a determinação do melhor desempenho do sistema de bomba de calor indicado, foram realizados ensaios com a finalidade de encontrar o fluido refrigerante que atinja o melhor coeficiente de performance no ciclo de baixa e alta pressão, em base na melhor capacidade de trabalho na temperatura (abaixo de 0°C) de evaporação e condensação (perto de 90°C), e também com considerações de custo - benefício. Assim foram testados os fluidos refrigerantes como o MP39, o R22, o R600 e R600a. O R22 mostrou melhor eficiência no circuito de baixa pressão, enquanto que o R600 teve melhor performance no circuito termodinâmico de alta pressão. Depois da escolha do melhor fluido refrigerante, se realizou a operação de resfriamento dos tomates, utilizando o sistema desenvolvido, onde o produto resfriado teve os mesmos resultados quando resfriado

em outro sistema de bomba de calor convencional. Realizada a operação de secagem de tomates pré-tratados no sistema de bomba de calor, mostrou-se que o secador de bandejas operando com uma fonte de calor produzida pelo circuito da alta pressão ou de alta temperatura, atingiram-se as características de um produto seco em secador de bandejas com fonte de calor aquecida por resistência elétrica. Com estes resultados os objetivos planejados foram atingidos, mostrando a redução de consumo de energia no resfriamento e secagem de tomates (30%) e com boa qualidade de sabor, cor e umidade no produto final que o consumidor aceitaria. O sistema seria de muita utilidade para os produtores e distribuidores de tomates no Brasil.

Palavras chave: Bomba de calor em cascata, secagem e resfriamento por bomba de calor, secador de bandejas, tomates, energia.

ABSTRACT

Tomato fruits are destined for consumption all around the year either in their natural form or as industrial product. Brazil is one the largest producers of tomato and its production is mainly located in the Center South regions and some northeast regions the country. Brazil also faces postharvest losses surpassing 50% of the production. The origin of these losses is mainly from mechanical, physiological or pathological injuries. The use of appropriate technologies, in the present case, the conception of an in-cascade water to water heat pump system could allow considerably reducing these losses. The system presented is and inset low and high pressure cycles to generate simultaneously cold and warm water to meet the requirement of fast cooling and drying system. The low pressure cycle generate the cold water for an aspersion hydrocooling system to cool down tomato fruits before being transported and commercialized to meet the increasing demand of the consumer for produce of high quality. At the same time, the high-pressure and high temperature cycle of the system produce heat stored in a form of hot water to produce air at the required temperature for drying tomato fruits previously cut and eliminating seed to eliminate a large amount of water contained in the produce, thus by reducing the weight and volume. Such dried tomato fruits better allow more time to be commercialized and used generating better economic returns and easier transportation. For obtaining optimum performance of the heat pump system, testes were carried out to determine the best cooling fluid, reaching the maximum coefficient of performance (COP). The R22 showed the best efficiency in the cycle of low pressure, while the R600 had better performance in the high-pressure thermodynamic cycle. Using these two fluid, the developed system was operated for cooling tomatoes and showed the same the results than conventional cooler but with better COP. Drying tomato operation using this in-cascade heat pump system revealed that the batch drier operating with the high-pressure or high temperature heat source cycle produced the same characteristics of dry product than drying batches of tomato fruits with electric resistance heat source. With these results the present objectives were reached, showing an important reduction of energy required for cooling and drying tomato fruits simultaneously and producing of good quality food, a product that the eventual consumer would accept. This system will be of much utility for the producers and processors of tomato in the entire Brazil.

Keywords: Cascade heat pump, drying and cooling by heat pump, dryer trays, tomatoes, energy.

1. CAPÍTULO I: INTRODUÇÃO GERAL

1.1 INTRODUÇÃO

O tomate teve sua origem na América do Sul, sendo levado para a Europa pela Espanha durante a colonização. A Itália foi responsável pela industrialização do tomate e propagou seus diversos usos para o resto do mundo. A espécie de tomate cultivada é a *Lycopersicon esculentum*. Possui como características principais o alto teor de água (cerca a 95 %), alto teor de vitamina C e de licopeno, além de uma coloração característica que varia do verde ao vermelho.

Durante o amadurecimento, ocorrem mudanças progressivas no tomate, incluindo: cor, firmeza, morfologia e composição química. O aumento na taxa respiratória ocorre tanto no fruto preso à planta, como após a colheita (CAMARGO, 2000).

Atualmente, nas condições brasileiras de comercialização, o tomate é produzido ao longo do ano todo, e inúmeras são as cultivares que atendem às mais diferentes demandas, desde as cultivares industriais até as cultivares de mesa. Porém, todas apresentam uma característica comum, no que se refere à comercialização, já que normalmente não se recorre a quase nenhum beneficiamento em termos de aumentar a sua vida de prateleira, especialmente no caso de tomates para consumo *in natura*.

A comercialização do tomate não prevê, nas condições brasileiras, os tratamentos adicionais para a conservação pós-colheita, como, por exemplo, o uso de refrigeração, de modo a se evitar com este processo, inúmeras perdas, tanto de quantidade como de qualidade.

Isto pode ter uma explicação pelo fato de que as cultivares utilizadas para o consumo de mesa tem sido desenvolvido mais para a manutenção da cor e da firmeza aparente do que propriamente para a manutenção de suas qualidades organolépticas e nutritivas.

Os países maiores produtores de tomate são: China, Estados Unidos e Turquia, respectivamente. No Brasil, a produção de tomate situa-se em torno de 3 a 4 milhões de toneladas por ano. O estado de São Paulo é o maior produtor de tomate de mesa, principalmente nas cidades de Sumaré, Mogi Mirim e Mogi Guaçu.

As perdas variam significativamente (20 a 50%) nas diferentes etapas: safra, variedade, doenças, clima, sistema de colheita, processamento, manuseio e comercialização.

No Brasil, as perdas de produtos hortifrutícolas são altas, podendo chegar a valores de 35% da produção total, MAARA (1993) *apud* CORTEZ *et al.*, (2002) citado por AFONSO (2005).

Grande parte dessa perda poderia ser evitada se fossem utilizados adequados métodos de tratamento pós-colheita e manutenção adequada da temperatura ideal de estocagem, desde a colheita do produto até sua comercialização.

A refrigeração é um eficiente método para a conservação de frutas e hortaliças, pois a diminuição da temperatura desses produtos afeta diretamente a qualidade e os períodos de comercialização.

Quando mais rápido seja resfriado o produto vegetal até sua temperatura ideal de estocagem, maior será sua vida pós-colheita e menores serão suas perdas durante a comercialização.

O resfriamento pode ser feito com água gelada por imersão, lavagem ou aspersão. Os produtos resfriados com água devem ser tolerantes ao contato e ao nível de cloro na água tratada.

No resfriamento de tomates da variedade “Débora” utilizando uma bomba de calor para produção de água gelada para o sistema de resfriamento por aspersão, o tempo de resfriamento foi 35 minutos quando utilizo-se 7 l/s, comparado quando o resfriamento foi utilizando 3,5 l/s com um tempo 40 minutos.

Do ponto de vista econômico, a desidratação de tomates tem sido visto como uma das alternativas de processamento do produto *in natura*, que pode contribuir com os já conhecidos desajustes temporais entre oferta e demanda que se verificam a cada ano, e na redução das perdas pós-colheita no caso de tomates maduros (vermelho).

As vantagens da secagem são: manutenção dos constituintes minerais; inibição da ação de microorganismos; redução de custos de transporte. Além disso, os produtos secos utilizam forma de embalagem mais econômica e disponível.

O tomate seco está em crescente aplicação na culinária brasileira, principalmente, como ingrediente de massas, pizzas e também para consumo imediato.

Em trabalho realizado por CAMARGO & QUEIROZ (2003) na secagem de tomates com 2 e 4 cortes, com 25 a 35 % de umidade final, os autores concluíram que o tempo de

secagem diminuiu em 50 % utilizando 60 e 70 °C quando os cortes foram de quatro partes e sem sementes, secador utilizado foi aquecido por resistência elétrica.

Com a preocupação da escassez de petróleo e, principalmente, com as violentas oscilações em torno de seus preços, o fato da crescente aspiração mundial em priorizar a busca e a utilização de tecnologias satisfatórias do ponto de vista ambiental, impõe de forma permanente, fontes alternativas de energia que devem continuar sendo estudadas e os sistemas, otimizados no sentido de economizar ao máximo as fontes energéticas que hoje são utilizadas. Como conseqüência de outras variações em anos anteriores no preço do petróleo, alterou-se completamente a visão do uso de energia e dos projetos de secadores em plantas agrícolas e de alimentos.

A bomba de calor usada no condicionamento de ar para secadores apresenta todas as vantagens dos sistemas de secagem a baixas temperaturas (40 a 55 °C) e manifesta as mesmas características desejáveis das fontes de calor resistivas, e é mais eficiente do ponto de vista termodinâmico.

Sabemos que é significativa a quantidade de energia utilizada na secagem de alimentos, estejam eles na forma *in natura* ou processados. No Brasil, os secadores geralmente utilizam, na grande maioria fontes de energia convencionais tais como GLP, óleos combustíveis, lenha, eletricidade. Em muitos casos, em sistemas de secagem, a temperaturas relativamente baixas, representam uma solução viável para reduzir as perdas de alimentos. São bastante eficientes, uma vez que utilizam o potencial de secagem do ar ambiente. Geralmente, o ar que entra no secador está entre 10 e 20 °C acima das temperaturas ambientais, permitindo que se utilizem diferentes fontes de calor.

Existem trabalhos de montagem de secador para ervas que utilizam uma bomba de calor ar/ar. Esta bomba de calor operou desumidificando (evaporador) e aquecendo (condensador) o ar de secagem, com temperatura de operação de 55 °C, utilizando como fluido refrigerante o R134a, onde o consumo de energia específica foi de 3500 a 4000 kJ/kg de água.

O trabalho desta tese teve como objetivo principal, desenvolver um sistema de bomba de calor água/água mais eficiente para a secagem (secador de bandejas a ar) e resfriamento (aspersão de água gelada) de tomates, testando os parâmetros que afetam a eficiência dos processos.

Assim foram realizadas operações de secagem testando os “efeitos da temperatura na secagem de tomates em segmentos” utilizando um secador de bandejas convencional. O ar que entra no secador foi aquecido por resistência elétrica, nas temperaturas de secagem testadas (45, 55 e 65 °C). Os tomates foram cortados em segmentos de quatro e oito unidades e retiradas suas sementes (tratado no Capítulo III desta tese).

No Capítulo IV deste estudo, apresentam-se as operações de resfriamento de tomates com água gelada utilizando um sistema de refrigeração convencional para a produção de água gelada, adaptado a outro sistema de recirculação mediante uma bomba centrífuga que permite a distribuição ou a aspersão da água gelada para o resfriamento dos tomates em estado de maturação verde maduro.

Foram testados no resfriamento volumes de água gelada de 3,5 e 7,0 l/s e uma quantidade de massa constante de tomates de 20 kg.

No Capítulo V da tese, apresenta-se a realização do projeto, construção e experimentos com o sistema de bomba de calor água/água em cascata utilizando dois compressores abertos Bitzer modelos III (ciclo de baixa pressão) e IV (ciclo de alta pressão). Foram realizados testes para encontrar o melhor fluido refrigerante em função do coeficiente de performance COP para o resfriamento de 700 l de água até temperatura próxima a 2 °C e o aquecimento de 450 l de água até temperatura próxima a 90 °C. Os fluidos refrigerantes utilizados para os testes foram: R22, MP39, R600 e R600a.

Depois de concluído os testes para encontrar melhor fluido refrigerante para o sistema da bomba de calor em cascata, no Capítulo VI da tese apresenta-se as operações em conjunto do sistema, ou seja, produção de água gelada e a operação de resfriamento dos tomates pelo sistema de resfriamento rápido por aspersão, tipo chuveiro, construído visando aproveitar o frio produzido pelo compressor do ciclo de baixa pressão.

A produção de água quente e a operação de secagem de tomates ocorreram simultaneamente no secador de bandejas, que foi construído visando aproveitar o calor rejeitado pelo compressor de alta pressão para aquecer o ar de entrada no secador. Os tomates para secagem foram cortados em segmentos de oito na forma de “gomos” de laranja e retiradas as suas sementes.

A bomba de calor água/água em cascata construída neste trabalho é um equipamento capaz de utilizar energia de forma mais eficiente. Podem ser usados seus dois efeitos (frio e

calor) para ajudar na tarefa de reduzir as perdas pós-colheita de tomates e outros produtos alimentícios perecíveis.

1.2 OBJETIVOS

GERAL

O objetivo geral do estudo:

O objetivo foi desenvolver um sistema de bomba de calor água/água mais eficiente para a secagem e resfriamento de tomates da variedade “Débora” que permitam reduzir consumo de energia e tempos de secagem, testando os parâmetros que afetam a eficiência dos processos.

ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos são:

1. Estudar os parâmetros que afetam o desempenho do sistema de resfriamento por água gelada por aspersão de tomates da variedade “Débora”, em estado de maturação verde-maduro e otimizar o processo com base na energia, utilizando um sistema convencional de resfriamento rápido por água gelada.
2. Estudar os parâmetros que afetam o desempenho do sistema de secagem de tomates da variedade “Débora”, maduro (vermelho) e otimizar o processo com base na energia, utilizando um secador aquecido por resistência elétrica.
3. Construir um sistema de bomba de calor para a secagem e resfriamento de tomates de acordo com a melhor eficiência do projeto.
4. Medir o desempenho do sistema construído e comparar os resultados com os valores previstos.

5. Estudar os parâmetros que afetam o desempenho de uma bomba de calor água/água utilizando simultaneamente para a secagem e resfriamento de tomates.

2. CAPÍTULO II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA GERAL

2.1 Tomate.

O tomate é um fruto macio protegido por uma cutícula quase impermeável a gases e a água, é sensível ao empilhamento, a quedas e a outros impactos. Essa sensibilidade aumenta à medida que a maturação avança.

Segundo a CEAGESP, a classificação é feita por grupos, oblongo ou redondo, e pela cor (verde, salada, colorido, vermelho e molho), segundo relata SANTOS (2003).

Segundo ALBIAC (2005) algumas pesquisas mostram que os tomates como Rambo, Pera e Racimo possuem conteúdo de vitamina “C” muito maior que um suco de laranja. O aporte nutricional do tomate é: vitaminas (A, B e C); minerais (cálcio, magnésio, fósforo, potássio, enxofre, cobre, ferro); e licopeno (fitoquímico).

O tomate é benéfico como: dissolvente do ácido úrico; depurativo, diurético e calmante do sistema nervoso; ajuda nas infecções da boca, nariz e garganta; protege a vista e é bom para o rim; estimula as funções digestivas e aperitivas. O licopeno: prevê o câncer relacionado às mamas, próstata e ovário, além de prevenir doenças do coração (ALBIAC, 2005).

Para o transporte para longa distância, os frutos devem ser colhidos no estado verde-maduro ou com uma pequena fração de sua superfície com cor amarelo tanino. O tomate colhido maduro ou meio maduro possui melhor qualidade organoléptica, porém resiste pouco ao transporte e aos danos físicos por compressão, impacto ou vibração.

Os frutos produzem gás etileno que acelera o amadurecimento e facilita a deterioração dos frutos verdes (CALBO & PESSOA, 1999).

O tomate maduro tem uma vida média de prateleira apenas de uma semana e com perdas pós-colheita da ordem de 25 a 50%. Já o tomate parcialmente maduro, tem uma vida média de prateleira maior (1 a 2 semanas) e perdas pós-colheita de 20 a 40% segundo SIGRIST & BARRET (1998) citado por PEÑA (1999).

O tomate é uma das mais importantes hortaliças cultivadas no mundo, sendo a segunda em volume de produção, superada apenas pela quantidade produzida de batatas (ICEPA, 2003) citada por LUIZ (2005).

No Brasil, a cultura foi introduzida praticamente pelos imigrantes italianos, na virada do século, porém somente para fins de consumo *in natura* (GIORDANO & RIBEIRO, 2000).

A cultura de tomate no Brasil ocupa o segundo lugar entre as culturas oleráceas segundo dados do IBGE (2004).

Como apresentado na Tabela 2.1, a produção de tomates (3,94 milhões ton) aumentou em 17,65% na safra do ano 2008 se comparado com a produção (3,35 milhão ton) da safra de 2007, a área de cultura plantada também teve um aumento de 11,17% no ano de 2008 em comparação com 2007.

Tabela 2.1: Área de cultura e produção de tomates no Brasil até dezembro 2008

	Safra 2007	Safra 2008	Variação (%)
Tomate (milhões ton)	3,35	3,94	17,65
Tomate (mil ha)	56,292	62,581	11,17

Fonte: IBGE, 2009

O crescimento da área e do volume produzido no Brasil em 2002 (3,6 milhões de toneladas) representou mais de 50% da produção da América do Sul e três vezes a do segundo produtor (Chile, com 1,2 milhão de toneladas), fato que credencia o Brasil como fornecedor potencial do produto para os diversos mercados, principalmente para os países do Mercosul (LUIZ, 2005).

De acordo com AGOSTINI & ESPÍRITO SANTO (2003), a produção de tomates no Brasil é maior nas regiões centro-sul e, em algumas regiões do nordeste e sul do Brasil, sendo cultivadas as variedades rasteiras, para uso industrial, e “trepadeiras” ou “tutoradas” (tomate de mesa) para consumo fresco ou *in natura*.

Dentre os principais Estados produtores, tem-se São Paulo, Minas Gerais, Goiás e Bahia. A região Sudeste do país ocupa lugar de destaque na produção de tomate como se apresenta na Tabela 2.2.

Tabela 2.2: Área, produção e rendimentos médios nos estados brasileiros - safras 2006 e 2007.

Estados	Área (ha)		Produção (ton)		Rendimento (kg/ha)	
	2006	2007	2006	2007	2006	2007
Goiás	9.900	9.830	759.620	802.128	76.729	81.600
São Paulo	11.340	11.340	672.330	713.483	59.288	62.917
Minas Gerais	8.130	6.831	552.677	419.903	67.980	61.470
Paraná	3.479	4.723	180.014	310.418	51.743	65.725
Rio de Janeiro	2.829	2.655	212.631	195.065	75.161	73.471
Bahia	5.038	5.553	196.626	193.806	9.029	34.901
Pernambuco	4.208	4.177	168.501	173.316	40.043	41.493
Espírito Santo	1.982	1.821	132.127	120.345	66.663	66.087
Santa Catarina	2.346	2.127	113.425	118.779	48.348	555.843
R. Grande do Sul	2.379	2.410	99.693	104.979	41.905	43.560
Total	56.966	56.835	3.272.927	3.364.438	57.454	59.197

Fonte: IBGE 2008.

No Estado de São Paulo, as cidades de Mogi-Mirim e Campinas são responsáveis por grande parte da produção do Estado, cerca de 18 e 15%, respectivamente, onde são produzidas diversas variedades do produto, como Carmen, Débora, Fanny, dentre outras SANTOS (2003).

2.2 Resfriamento

O resfriamento rápido dos produtos é de suma importância na conservação e no prolongamento da vida útil dos produtos, pois altas temperaturas afetam a qualidade das frutas e hortaliças ao interferir nos processos vitais, tais como: a) respiração; b) maturação e a produção de etileno e outros voláteis; c) perda de peso (H₂O); e desenvolvimento e disseminação de microorganismos. Portanto, é necessário realizar o quanto antes o pré-resfriamento que consiste na rápida remoção do “calor de campo” de produtos altamente perecíveis, antes que sejam processados, armazenados ou transportados a longa distância NASCIMENTO (2006).

O tempo requerido para um pré-resfriamento adequado pode variar de 30 minutos a 24 horas após a colheita. É importante conhecer o princípio de cada método de resfriamento, a fim de identificar os riscos potenciais associados a eles NASCIMENTO (2006).

O método de resfriamento por “room cooling” é o mais empregado para tomates (BOYETTE *et al.*, 1998), mas SARGENT *et al.* (1991) também recomendam o resfriamento rápido por ar forçado, sobretudo para os frutos em estado de amadurecimento mais avançado.

VIGNEAULT *et al.* (2000) apresentam o resfriamento por água gelada como um método viável para conservação de tomates, desde que sejam mantidos níveis adequados de cloro na água de resfriamento (até 200 ppm) para evitar o desenvolvimento de doenças.

SANINO *et al.* (2003), em pesquisa realizada em resfriamento de tomates, concluiu que tomates conservados a temperatura ambiente podem ser consumidos *in natura* apenas até o 5º dia após a colheita. Já para os tomates resfriados a ar-forçado, a vida de prateleira é duas vezes maior, ou seja, 17 dias.

O Brasil é um dos maiores produtores mundiais de frutas e hortaliças, com grande variedade e qualidade. Mas, infelizmente o país não é um grande exportador. A razão é simples: o país não possui uma estrutura adequada para transporte destes alimentos, pois, na grande maioria das vezes, este transporte necessariamente deve ser refrigerado.

Desta forma, sem a "cadeia do frio", produtos que são exportados devem ser colhidos antes do ponto ideal para poderem chegar ao local em condições de consumo e, com isso, existe uma grande perda de qualidade destes produtos.

Desta forma, existe a necessidade de se planejar adequadamente o seu crescimento, de modo que o país possa melhorar a qualidade dos seus produtos agrícolas, principalmente frutas e hortaliças que, cada vez mais, terão maior importância no mercado interno e na pauta de exportações (TANABE & CORTEZ, 1998).

Quando o assunto é a cadeia do frio, deve-se analisar não somente aspectos da refrigeração do produto em si, mas também, aspectos relacionados aos da cadeia, como por exemplo, o produtor rural, a tecnologia pós-colheita, o pré-resfriamento do produto, o uso de embalagens adequadas, o transporte frigorífico, a logística de distribuição, entre outros.

A não utilização da refrigeração acarreta alguns problemas, como por exemplo, o "estrangulamento econômico", tanto do produtor como do atacadista, onde ambos têm um curto período para realizar a comercialização.

Normalmente este tempo é tão curto, devido às altas temperaturas a que o alimento é submetido ao permanecer no meio ambiente, e, como consequência, não é possível a sua comercialização. Assim, o atacadista se vê obrigado a repassar esses custos (TANABE & CORTEZ, 1998).

O objetivo do pré-resfriamento é a remoção rápida do calor do produto recém colhido, antes do transporte ou do armazenamento. Após o pré-resfriamento, o fruto deve ser transferido para a câmara de refrigeração e mantido sob condições adequadas de umidade relativa, circulação de ar e temperatura para sua perfeita conservação.

O pré-resfriamento aumenta a vida pós-colheita do produto, pois a retirada do calor reduz a taxa respiratória, a velocidade de amadurecimento, a perda de água, a produção de etileno e a difusão de microrganismos.

O sucesso do pré-resfriamento é dependente de alguns fatores como: o tempo entre a colheita e o pré-resfriamento; o tipo de embalagem, caso o produto seja embalado antes do manuseio; a temperatura inicial do produto; a velocidade e quantidade de ar ou água fria, ou quantidade de gelo utilizado no processo de pré-resfriamento; a temperatura; a sanitização realizada pelo pré-resfriamento através da água ou ar; e a manutenção da temperatura recomendada pós-resfriamento (OLIVEIRA, 2008).

2.3 Aspectos gerais sobre o resfriamento de produtos agrícolas

Normalmente alimentos como hortaliças e frutas necessitam de maiores cuidados nos tratamentos culturais quando comparados com a produção de grãos, além do fato destes tipos de alimentos requerem uma rápida comercialização devido à alta perecibilidade.

Desta forma, quanto mais rapidamente eles sofrerem uma redução na temperatura, maior será o tempo para que se possa comercializá-lo. Em linhas gerais, uma queda de 10 °C aumenta a vida útil do produto em torno de 2 a 3 vezes (TANABE & CORTEZ, 1998).

Citando-se um exemplo: o morango sem refrigeração precisa ser comercializado, no máximo, em três dias, porém, se refrigerado, chegaria a uma semana. Este tempo pode parecer inicialmente curto, mas seria suficiente para a colocação do produto, produzido em São Paulo, nos mercados do Nordeste.

Tecnicamente, existem vários métodos para a refrigeração rápida, ou pré-resfriamento de produtos hortícolas, como: a refrigeração a vácuo; a refrigeração com ar forçado; a refrigeração por imersão em água gelada e, ou gelo; dentre outros.

Cada produto tem uma adequada tecnologia para pré-resfriamento, dependendo de fatores como disponibilidade de água e energia (TANABE & CORTEZ, 1998).

Em trabalho realizado por LUIZ (2005) avalio-se a influência da temperatura e da umidade no armazenamento de tomates maduros (vermelho) da variedade Débora. Segundo estudo foi avaliado três sistemas de refrigeração doméstica a diferentes condições de operação (8,7 °C/35% UR; 9,7 °C/40% UR e 12,7 °C/52% UR) durante 14 dias de operação. Tal estudo apontou à observação da influência dos sistemas de refrigeração e o tempo de armazenamento, o qual foi observado pelo aumento do teor de sólidos solúveis e do pH, mostrando um amadurecimento significativo, diminuição da firmeza e perda de peso.

O resfriamento rápido com ar forçado e em câmara fria até atingir uma temperatura de 12 °C nos tomates nos dois sistemas de resfriamento mostrou-se mais eficiente quando resfriado por ar forçado se comparado ao resfriamento em câmara fria, para a conservação pós-colheita de tomates da variedade Débora no estado de maturação verde-maduro, (SANINO, 2004).

2.4 Aspectos gerais sobre a secagem do produto

A secagem é a remoção de substâncias voláteis (água) de uma mistura que envolve um produto sólido. Normalmente, a principal substância volátil é a água, sendo esta a principal substância visada neste tipo de processo (KEEY, 1975). Trata-se do método mais antigo de preservação de alimentos.

Produtos agrícolas são secos para serem preservados durante o armazenamento e transporte, pois através da secagem, a proliferação de microorganismos é minimizada. A secagem também causa redução do peso e do volume do produto, minimizando custos de embalagem, armazenamento e transporte.

Segundo OLIVEIRA (2005), características específicas de cada produto, associadas às propriedades do ar de secagem e ao meio de transferência de calor adotado, determinam diversas condições de secagem, mas a transferência de calor e de massa entre o ar de secagem

e o produto é comum em qualquer condição de secagem. Assim, OLIVEIRA (2005) dividiu o processo de secagem em três períodos:

- Primeiro período: representa o início da secagem. Nesse período ocorre uma elevação gradual da temperatura do produto e da pressão de vapor de água, pois o material encontra-se inicialmente a uma temperatura inferior à temperatura de secagem. Essas elevações têm prosseguimento até o ponto em que a transferência de calor seja equivalente à transferência de massa (água).

- Segundo período: caracteriza-se pela taxa constante de secagem. A água evaporada é a água livre. A transferência de massa e de calor são equivalentes e, portanto, a velocidade de secagem é constante. Enquanto houver água na superfície do produto, suficiente para acompanhar a evaporação, a taxa de secagem será constante.

- Terceiro período: a taxa de secagem é decrescente. A quantidade de água presente na superfície do produto é reduzida, reduzindo-se, portanto, a transferência de massa. A transferência de calor não é compensada pela transferência de massa; o fator limitante nessa fase é a redução da migração de umidade do interior para a superfície do produto. A temperatura do produto aumenta, atingindo a temperatura do ar de secagem. Quando o produto atinge o ponto de umidade de equilíbrio em relação ao ar de secagem, o processo é encerrado.

2.5 A secagem de tomates

O tomate seco vem sendo cada vez mais utilizado em cobertura de pizzas, molhos e outros pratos característicos. O tomate tem sido um dos produtos alimentícios cuja secagem atualmente está sendo realizada de diferentes formas, visando obter um produto seco de mais baixo custo e de melhor qualidade, para que possa expandir o mercado consumidor (ALVES, 2002).

O tempo de secagem vai depender da matéria-prima e das condições externas do ambiente. Normalmente esse tempo é de 18 a 32 horas. Para determinação do fim do processo, observa-se que o produto sofreu um encolhimento e não apresenta pontos localizados de umidade. Recomenda-se ainda que sejam realizados ensaios para se familiarizar com o processo de secagem onde o operador estará habilitado a conduzir todo o processamento (CORNEJO & NOGUEIRA, 2006).

Segundo CAMARGO & QUEIROZ (2003) o tomate seco chegou ao mercado nacional vindo de outros países, particularmente da Espanha e Itália e de algumas recentes produções domésticas brasileiras.

Segundo PEÑA (1999), a secagem solar de fatias de tomate é prática comum entre agricultores, mas as exigências crescentes do mercado consumidor por produtos de melhor qualidade têm incentivado uma série de pesquisas no assunto.

Devido ao seu grande sucesso no Brasil, o tomate seco em conserva tem mostrado ser uma excelente alternativa de desenvolvimento agroindustrial. É um mercado em crescimento e muito lucrativo. O tomate que interessa para a produção de tomate seco é o maduro de coloração vermelha.

Preferencialmente os tomates devem vir do campo, previamente selecionados e classificados, o ponto de maturação uniforme com coloração vermelha acentuada. Pode ser necessária a realização de uma operação de “repasso”, ou seja, repassar os tomates de uma caixa para outra, fazendo uma pré-seleção em relação à cor e ao tamanho.

Para obter um rendimento elevado é importante a utilização de variedades com alto teor de sólidos como Débora, Débora Plus, Santa Cruz, entre outros (MELONI, 2003).

ROSSI (1993) verificou reduções percentuais entre 26 e 36% no tempo total de secagem em um secador acoplado a uma bomba de calor, em relação ao obtido em um secador com aquecimento elétrico, em operações de secagem de cebolas *in natura*, (fatiadas, até 4 - 5% de umidade final, base úmida, com ar à temperatura de 55 °C). Foram constatadas reduções percentuais no consumo de energia elétrica entre 15 e 35% e o produto final apresentou percentuais de refletância superiores, em toda a faixa do espectro visível, em relação ao que se obteve no secador a base de resistências elétricas.

2.6 Os ciclos de refrigeração

Os ciclos de refrigeração, isto é, ciclos termodinâmicos de fluidos refrigerantes em equipamentos frigoríficos por compressão de vapor (Figura 2.1), são adequadamente representados em diagramas P - h (pressão-entalpia, diagrama de Mollier, Figura 2.2a e diagrama T - s (temperatura-entropia, Figura 2.2b).

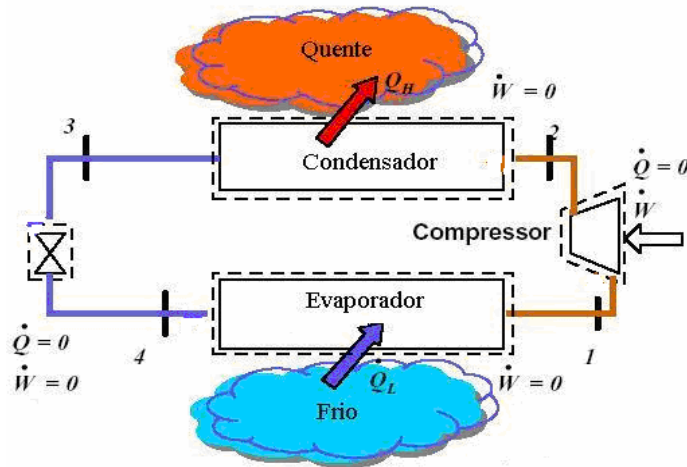


Figura 2.1: Representação esquemática de um ciclo ideal de compressão de vapor.

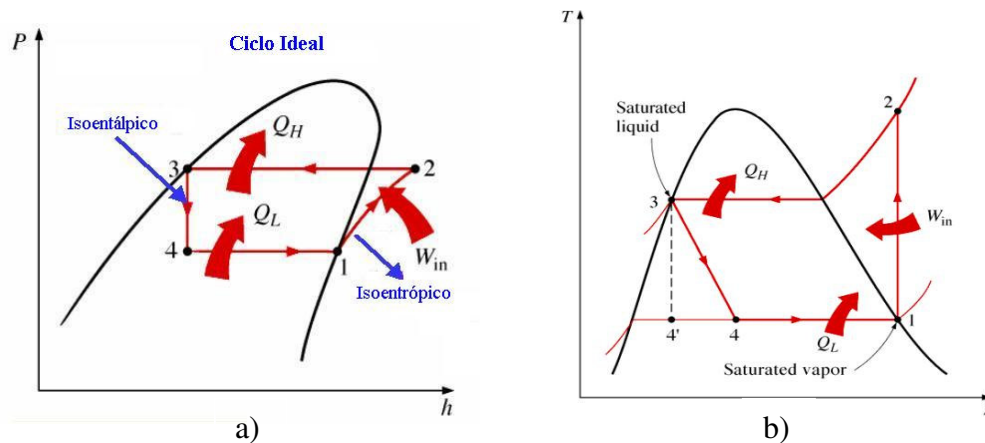


Figura 2.2: a) Representação esquemática do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor no diagrama de Mollier P – h. b) Ciclo ideal de compressão de vapor, diagrama T – s.

O ciclo de compressão de vapor é o mais utilizado em equipamentos frigoríficos para produção de frio: para conforto térmico ambiente e para resfriamento e congelamento de produtos.

O ciclo da Figura 2.2b pode ser utilizado em duas situações. A primeira é utilizá-lo como ciclo de refrigeração, onde o objetivo é manter um espaço refrigerado a temperatura T_1 mais baixa do que a temperatura do meio T_3 (em aplicações reais, a temperatura do condensador é maior que a temperatura do ambiente, e a do evaporador é menor do que o

espaço refrigerado, isto é feito para termos taxas finitas de transferência de calor nestes componentes). Assim, a finalidade deste ciclo é a transferência de calor Q_L .

A medida do desempenho de um ciclo frigorífico é dada em função do coeficiente de performance COP, (Equação 2.1).

$$COP = \frac{Q_L}{W} \quad (2.1)$$

A segunda situação é utilizar o ciclo descrito na Figura 2.2b como bomba de calor. O objetivo deste ciclo é manter um espaço a temperatura T_3 que é maior que a temperatura do ambiente, ou a referente a outro reservatório térmico a T_1 . Nesta situação o que interessa é a quantidade de calor transferido no condensador, Q_H , e então esta quantidade deve ser utilizada no numerador da expressão do coeficiente de performance COP, (Equação 2.2).

$$COP = \frac{Q_H}{W} \quad (2.2)$$

As variáveis de projeto para os ciclos de refrigeração e para as bombas de calor são diferentes, mas o modo de analisar os dois equipamentos é o mesmo VAN WYLEN *et al.* (2003).

Segundo ÇENGEL & BOLES, 2002, uma das aplicações principais da termodinâmica consiste na refrigeração, que representa a transferência de calor de uma região a temperatura inferior para outra a uma temperatura superior. Os dispositivos que efetuam a refrigeração denominam-se máquinas frigoríficas (ou bombas de calor), que funcionam segundo os ciclos frigoríficos.

O ciclo frigorífico mais conhecido é o de compressão de vapor, no qual o fluido refrigerante é vaporizado e condensado alternadamente, sendo a compressão realizada na fase de vapor.

Outro ciclo conhecido é o de refrigeração a gás, no qual o fluido refrigerante permanece na fase gasosa durante todo o ciclo. A refrigeração em cascata é aquela em que se

utiliza mais de um ciclo frigorífico para atingir baixas (abaixo de 0 °C) e altas temperaturas (acima de 100 °C) no sistema (ÇENGEL & BOLES, 2002).

2.7 Sistema de refrigeração em cascata.

Existem muitas situações onde é desejável combinar dois ciclos. É uma combinação que normalmente é chamada de cascata. Estes ciclos são muito utilizados quando a diferença entre as temperaturas máxima e mínima do ciclo é grande ou quando se deseja “recuperar” calor num processo (o objetivo desta operação é aumentar a eficiência térmica do processo). A transferência de calor no evaporador (baixa pressão) é devida à condensação do fluido refrigerante que escoou no ciclo de baixa temperatura e passa pelo condensador que é o evaporador do ciclo de alta temperatura (alta pressão). O refrigerante utilizado no ciclo de alta temperatura rejeita calor para o ambiente ou ao meio a ser aquecido VAN WYLEN *et al.* (2003).

Algumas aplicações industriais necessitam de temperaturas elevadas, e a diferença de temperaturas pode ser demasiadamente alta para um único ciclo frigorífico por compressão de vapor simples.

Uma grande diferença de temperaturas implica também em uma grande diferença de pressões no ciclo e um baixo desempenho de um compressor alternativo.

Uma outra forma de tratar estas situações é o uso do processo de refrigeração em estágios, ou seja, a apresentação de dois ou mais ciclos que funcionam em série, denominados ciclos frigoríficos em cascata.

Em um sistema em cascata com dois estágios, os ciclos encontram-se trocando calor entre si através de um trocador de calor, que assumindo o papel de evaporador para o ciclo de alta temperatura (alta pressão) e de condensador para o ciclo de baixa temperatura (baixa pressão).

Assumindo que o trocador de calor esteja dotado de um adequado isolamento térmico e que as variações da energia cinética e potencial são desprezíveis, a transferência de calor do fluido do ciclo de baixa pressão deve ser igual à transferência de calor do fluido do ciclo de alta pressão.

No diagrama temperatura entropia T- s o trabalho do compressor diminui e a quantidade de calor absorvido do espaço arrefecido aumenta devido à utilização do sistema em cascata. Portanto este método melhora o coeficiente de performance COP e alguns sistemas utilizam três ou quatro estágios (ÇENGEL & BOLES, 2002).

2.8 A seleção do fluido refrigerante

Qualquer substância que evapore a uma temperatura relativamente baixa pode ser denominada como fluido refrigerante. Há diversos pontos a serem considerados na escolha do melhor fluido refrigerante, tais como toxidez, custo inicial, controle do óleo, dimensionamento e material da linha, além do problema da energia necessária. Como também se devem ter as considerações mais importantes para a determinação do fluido refrigerante que incluem propriedades termodinâmicas, a faixa de temperatura necessária, a taxa de compressão, tipo de condensação, possibilidade de perda do refrigerante, assim como a facilidade de separação do óleo NEVES F^o (2002).

É importante que no evaporador, em função da temperatura desejada na câmara, a pressão deva ser tão alta quando possível e, ao mesmo tempo, a de condensação suficientemente baixa. O fluido refrigerante deverá ter, ainda, alta capacidade de retirada de calor relacionada com um baixo consumo de energia do equipamento, de tal forma se ter menor volume de vapor comprimido para a mesma carga térmica como é indicado por NEVES F^o (2002).

Os fluidos refrigerantes são responsáveis pela transferência de calor entre o evaporador e o condensador de uma bomba de calor. Eles mudam de estado físico dentro do ciclo termodinâmico. Diversos tipos de fluidos refrigerantes são utilizados na aplicação de bombas de calor. Na escolha do fluido refrigerante deve-se levar em consideração as particularidades térmicas do problema a resolver (BERNIER, 1981).

Segundo VAN WYLEN *et al.* (2003) para dadas temperaturas de evaporação e condensação, os fluidos refrigerantes não proporcionam o mesmo coeficiente de performance COP para o ciclo ideal. É naturalmente desejável que se utilize o fluido refrigerante que forneça o maior COP, desde que outros fatores o permitam.

Quando se projeta um sistema de refrigeração existe a possibilidade de escolha entre vários refrigerantes, tal como clorofluorocarbono (CFC), amônia, hidrocarbonetos (propano, etano, etileno, entre outros), dióxido de carbono, ar (sistemas de ar condicionado de aviação) e até água (em aplicações acima do ponto de congelamento). Destes, os CFC tais como, R22, R134a e R502 compõem mais de 90% do mercado nos EUA.

O éter etílico foi o primeiro fluido refrigerante comercializado em sistemas de compressão de vapor em 1850 seguido pela amônia, dióxido de carbono, cloreto de metila, dióxido de enxofre, butano, etano, propano, isobutano, gasolina e clorofluorocarbonetos (ÇENGEL & BOLES, 2002).

Características desejadas em um fluido refrigerante incluem: não toxicidade, não inflamabilidade, não corrosível, estabilidade química, apresentação de uma elevada entalpia de vaporização (minimizando o caudal mássico), disponibilidade e baixo custo.

Para a bomba de calor, a temperatura e pressão mínima de um fluido refrigerante podem ser consideravelmente superiores, visto que geralmente é absorvido calor de um meio que se encontra a temperaturas superiores às encontradas nos sistemas de refrigeração, como por exemplo, o ar ambiente (ÇENGEL & BOLES, 2002).

2.9 Bomba de calor

Bomba de calor é uma máquina termodinâmica de aquecimento a partir de uma única fonte de calor externo cuja temperatura é inferior à do local ou do sistema em aquecimento (BERNIER, 1979).

Segundo CORTEZ & NEVES FILHO, (1996) as bombas de calor, possibilitam uma importante redução na degradação da energia elétrica em processos de aquecimento-resfriamento de fluidos e poderão contribuir de modo efetivo para o uso racional da energia no Brasil. Pouco conhecidas no Brasil, as bombas de calor são empregadas no aquecimento de residências e processos industriais em países mais desenvolvidos. São equipamentos muito eficientes, pois utilizam racionalmente a energia que as acionam, podendo gerar um efeito de 3 a 5 vezes superior a energia elétrica utilizada, pois recupera-se calor de uma fonte térmica como o ar ou água fazendo pouco uso de trabalho mecânico.

BERNIER (1981) citado por JORDAN (2005) afirma que as bombas de calor não são de uma tecnologia recente, o conceito de utilização do “efeito quente” produzido em sistemas de refrigeração teve início em 1852 com William Thompson (Lord Kelvin), a quem é creditada a invenção. As primeiras utilizações comerciais de bombas de calor datam do início do século XX. Hoje, existem muitos tipos e aplicações já conhecidas e comercialmente bem estabelecidas.

Quando a temperatura de evaporação diminui, o volume específico do vapor aspirado aumenta. A sua densidade diminui, e também o fluxo de massa do fluido refrigerante diminui consideravelmente, o compressor aspira menor vazão (m^3/s), pois a sua eficiência volumétrica diminui. O coeficiente de performance do sistema diminui e, portanto a capacidade de refrigeração cai por causa destes efeitos (HALÁSZ, 1984).

Há duas principais aplicações de bomba de calor água/água: 1) recuperação de calor do ar-condicionado de grandes edifícios; 2) aquecimento de casas coletivas ou individuais, industrial ou agrícola, entre outros. Nesta segunda aplicação, é essencial ter uma fonte de água fria, fora do edifício, tais como: água de rio ou lagoa; saneamento nuclear ou térmico; águas subterrâneas; águas de esgoto (BERNIER, 1979).

Embora as vantagens da bomba de calor, sob o ponto de vista termodinâmico, sejam reconhecidas desde há muito tempo, seu desenvolvimento como um produto industrial, visando à recuperação de calor de rejeitos de processos, somente foi realmente iniciado nos princípios da década de 70 (WORSE-SCHMIDT, 1981; MOSER & SCHNITZER, 1985) citado por ROSSI (1993). O sistema tem sido empregado, sobretudo, em operações de secagem, particularmente de papel, madeira e alimentos. Nestes últimos, a atenção foi quase exclusivamente voltada para a secagem de grãos, em razão dos elevados consumos de energia elétrica envolvida (PERRY, 1981/1982; HOGAN *et al.*, 1983; ZILLA & STRUMILLO, 1987) citado por ROSSI (1993).

Os trabalhos de DAVIS (1949) e de SHOVE (1953), citados por HOGAM *et al.* (1983), estão entre os primeiros que relatam o uso da bomba de calor na secagem de grãos.

MARITAN & PANIZZOLO (2008) em trabalho realizado, apresentam o emprego de uma bomba de calor água/água no aquecimento (até 22 °C) uma casa de dois andares (120 m^2) em um ambiente onde a temperatura externa encontrava-se abaixo de 0 °C. Segundo os

autores, foi possível uma economia diária de 20% nos custos relacionados ao consumo de energia, quando comparado ao aquecimento via gás natural.

Adotando procedimentos semelhantes, FLIKKE *et al.* (1975) acoplaram a um secador uma unidade doméstica com compressor de 0,57 kW, operando com R12, com circuito fechado de ar, em que o calor equivalente do trabalho do compressor era transferido ao ambiente através de um trocador de calor auxiliar (ROSSI, 1993). Este sistema foi utilizado em testes de secagem de milho (350 kg) e aveia (227 kg), de 25-28% até 12-13% de umidade, base úmida, em que a temperatura do ar na entrada do secador foi entre 43 e 54 °C, com vazão entre 0,15 e 0,56 m³/s.

Sob as condições de seus experimentos, FLIKKE *et al.* (1975) constataram que o consumo total mínimo foi encontrado quando o sistema foi operado com vazão de ar entre 0,18 e 0,25 m³/s. Nesta situação, o consumo específico de energia elétrica foi de 0,28 kWh/kg de água evaporada (ROSSI, 1993).

MEYER & GREYVENSTEIN (1992) estudaram a viabilidade econômica da aplicação da bomba de calor como secador de grãos e verificaram a redução do período operacional mínimo que a torna mais econômica que os outros secadores.

Alguns autores citam que o aumento da temperatura de secagem tem o mesmo efeito que o aumento da vazão de ar. Entretanto, como no motor do ventilador, o aumento da vazão de ar acarretava aumento no consumo de energia elétrica.

VAZQUES *et al.* (1997) determinaram a influência de vários parâmetros na cinética de secagem de uva, tais como variedade da fruta, tempo, temperatura e tipo de pré-tratamento químico, temperatura e umidade relativa do ar de secagem, utilizando um secador acoplado a uma bomba de calor escala piloto.

Um estudo sobre o desempenho da bomba de calor na secagem de produtos agrícolas foi realizado por PRASERTSAN & SAEN-SABY (1998), que discutiram também o custo da utilização deste tipo de secador em comparação com outras fontes de calor.

RAHMAN *et al.* (1998) desenvolveram dois modelos exponenciais em função da temperatura e da umidade relativa do ar para prever o conteúdo de umidade na secagem de ervilhas utilizando um sistema com bomba de calor.

BRAUN *et al.* (1990), compararam o desempenho de um secador acoplado a uma bomba de calor com um secador elétrico convencional para secagem de roupas, e observaram que o primeiro ofereceu uma melhora de até 40% na eficiência energética.

KOHAYAKAWA (2004), trabalhando na secagem de manga onde utiliza secador acoplado a bomba de calor, concluiu que o uso de bomba de calor é justificado ao observar o valor do COP, apresenta a eficiência do equipamento em relação à conversão de energia mecânica em energia térmica, posteriormente absorvida pelo ar de secagem ao passar pelo condensador. Mostra que o aumento do potencial de secagem do ar quando se utiliza a bomba de calor para secar hortaliças gera uma economia de energia elétrica na faixa de 14 a 31% em relação a um secador resistivo com o mesmo aumento de potencial de secagem.

Em trabalho realizado por JORDAN (2005) de desenvolvimento de uma bomba de calor água/água para de aquecimento e resfriamento em laticínios mostrou a viabilidade da bomba de calor, tanto com acionamento elétrico, como a biogás, o potencial de economia da bomba de calor foi entre 65 e 93%.

HALÁSZ (1984) em trabalho realizado para avaliação experimental do desempenho de bombas de calor concluiu que a bomba de calor mostrou uma queda de capacidade calorífica com o aumento da temperatura da água aquecida e a temperatura de condensação.

O uso de bomba de calor no aquecimento do ar ambiente utilizado na secagem de cebolas fatiadas, apresentou resultados bem mais favoráveis, sob as condições adotadas nos experimentos, quando a utilização de energia e qualidade do produto desidratado, quando comparado ao sistema de secagem a base de resistências elétricas (ROSSI, 1993). Esta mesma bomba de calor utilizada para a secagem de cebolas fatiadas aumentou em 20 a 25 vezes o potencial de secagem do ar ambiente, para temperaturas de evaporação entre -3,5 e 0 °C e umidades relativas acima de 90%, correspondente a uma economia de energia elétrica em torno de 40%, quando comparado com resultados estimados de um sistema de aquecimento por resistências elétricas.

De acordo com algumas estimativas mais de 60% dos industriais utilizam a energia térmica a temperaturas inferiores a 300 °C e em torno de 20-30%, é inferior a 150 °C. Este último é o limite superior para as bombas de calor. Sua possível utilização é dentro dessa fração. Trata-se de 4-10% do total da energia necessária, e que possam justificar uma

generalização da utilização das bombas de calor, em muitos setores industriais (LAZZARIN, 1994).

2.10 Referências bibliográficas

AGOSTINI, F. M. B.; ESPÍRITO SANTO, E. N. Tomates: produção e comercialização. **Caderno de Ciência & tecnologia**, Brasília, v.20, n.1, p.161-180, jan./abr. 2003.

ALBIAC, M. C. **EL sabor de la humildad – El tomate seco**. Institución “Fernando el Católico” Diputación de Zaragoza – Zaragoza España, Cuaderno de Aragon N° 33, 2005.

ALVES, S. M.; SILVEIRA, A. M. Estudo da secagem de tomates desidratados e não desidratados osmoticamente, Univ. Fed. Rural do Rio de Janeiro, **Revista Universidade Rural**, Série Ciências Exatas e da Terra, V. 21 (1), p. 21-30, Suplemento, 2002.

BERNIER, J. **La pompe de chaleur**. Pyc Edition. Paris, França. p.583, 1981.

BERNIER, Jacques. **La pompe de chaleur**. Pyc Edition. Paris, França. p. 382, 1979.

BOYETTE, M. D.; SANDERS, D. C.; ESTES, E. A. **Field- and greenhouse-grown tomatoes**. North California: North Carolina State University, 1998. 9p. In: <<http://www2.ncsu.edu/eos/service/bae/www/...ion/publicat/postharv/tomatoes/tomat.html>>.

BRAUN, E.; AYRANCI, G.; ZAFER, D. Moisture sorption Isotherms of Dried Apricot, Fig and Raisings at 20 °C and 30 °C. **Journal of Food Science**, v. 55, n. 6, 1990.

CALBO, A. G.; PESSOA, J. D. Thermoelastic pressure probe to test the cohesion theory. Liquid expandability, compressibility and pressure measurements. **Revista Brasileira de Fisiologia Vegetal**, v. 11, n. 3, p. 129-136, set./dez., 1999.

ÇENGEL, YUNUS A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics and engineering approach: Refrigeration cycles**. 4ª Ed. New York, United States, p. 563-572, 2002.

CORNEJO, F. E. R.; NOGUEIRA, R. I. **Preparo de vegetais desidratados em bancos de alimentos**. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, Rio de Janeiro, Brasil, v. 73. p. 19, 2006.

CORTEZ, L. A. B.; NEVES FILHO, L. C. Aplicação de bombas de calor na agricultura e na agroindústria brasileira. In: III congresso Nacional de energia. **Anais do Congresso, 1996**, La Serena, Chile, p. 337-343, 1996.

FLIKKE, A. M.; CLOUD, H. A; HUSTRULID, A. Grain drying by heat pump. **Agricultural Engineering** v. 38, n. 8, p. 592-7, 1957.

GIORDANO, L. B.; RIBEIRO, C. S. C. Origem, Botânica e Composição Química do fruto. In: **Tomate para processamento industrial**. Brasília: Embrapa / Comunicação para Transferência de Tecnologia / (Embrapa Hortaliças), Brasil, p. 12-17, 2000.

HALÁSZ, J. Z. **“Avaliação experimental do desempenho de bomba de calor”**. 1984. 124 p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1984.

HOGAN, M. R.; AYERS, D. L.; MULLER Jr, R. R.; RALL, E. C.; DOERING, O. C. Heat pump for low-temperature grain drying. **Trans. ASAE**, v. 26, n. 4, p. 1234-8, 1983.

IBGE, Instituto Brasileiro de geografia e estatística. Janeiro 2009. **Produção de tomates até 2008**. Disponível em: <http://www.sidra.ibge.gov.br/>.

IBGE. Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Produção Agrícola 2000**. Disponível em: <http://www.ibg.gov.br>>. Acesso em julho 2004.

JORDAN, R. A. **Desenvolvimento de uma bomba de calor água-água acionada a biogás para utilização em processos de aquecimento e resfriamento em laticínios visando a racionalização do uso de energia no nível de produção leiteira.** 2005. 266 p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2005.

KEEY, R. B, **Drying: principles and practice.** University of Caterbury, New Zealand; Pergamon Press, U.K. Oxford, 1975.

KOHAYAKAWA, M. N. **Secagem de manga Haden utilizando secador de leito fixo e secador acoplado a bomba de calor.** 2004, 182 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2004.

LAZZARIN, R. M. Heat pumps in industry – I. Equipment. **Heat Recovery Systems & VHP Elsevier Science Ltd.** Great Britain, v. 14, n. 6, p. 581-597, 1994.

LUIZ, K. M. B. **Avaliação das características físico-químicas e sensoriais de tomate (*Lycopersicum esculentum* Mill) armazenados em refrigeradores domésticos.** 2005. 107p. Dissertação de (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Santa Catarina, Brasil. 2005.

MARITAN, D.; PANIZZOLO, R. Ground source heat pumps applications in Italy. Proceeding. In: **THIRTY-THIRD WORKSHOP ON GEOTHERMAL RESERVOIR ENGINEERING** STANFORD UNIVERSITY, Stanford, California, SGP-TR-185, 2008.

MELONI, P. L. S. **Desidratação de frutas e hortaliças. Instituto de Desenvolvimento da Fruticultura e Agroindústria** – Frutal. Fortaleza, Brasil, p. 87, 2003.

MEYER, J. P.; GREYVENSTEIN, G. P. The drying of grain with heat pumps in south África: a Techno-Economic analysis. **International Journal of Energy research**. v. 16, p. 1-20, 1992.

NASCIMENTO, F. **Recomendações básicas para a aplicação de boas práticas agropecuárias e de fabricação na agricultura familiar**. Embrapa, Informação tecnológica, v. 67, p. 80, 2006,

NEVES F^o, L. de C. Equipamentos frigoríficos. In: **Resfriamento de frutas e hortaliças**. Embrapa - Unicamp, Campinas, São Paulo, Brasil, p. 143-144, 2002.

OLIVEIRA, M. A. B. **Introdução a pós-colheita de frutos**. Cachoeiro de Itapemirim, Brasil, p. 25, 2008.

OLIVEIRA, R. A. **Efeito da secagem de raízes de chicória na obtenção de insulina**. 2005. 169 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2005.

PACCO, H. C.; CORTEZ, L. A. B.; VIGNEAULT, C.; JORDAN, R. A.; BALDASSIN, R.; REBOUÇAS, T. N. H. Efeito da temperatura na secagem de tomates em fatias. In: 47 CONGRESSO BRASILEIRO DE OLERICULTURA. Porto Seguro Ba, Brasil, 2007.

PACCO, H. C. **Secagem de figo (*Ficus Carica L.*) da variedade “Gigante de Valinhos” em secador de badejas**. 2003. 158 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2003.

PEÑA, L. M. R. **Estudo de pré-tratamentos para obtenção de tomate desidratado em fatias**. 1999. 129 p. Dissertação (Mestrado em Eng. Química) – Faculdade de Engenharia de Química, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1999.

PRASETSAN, S.; SAEN-SABY, P. Heat Pump Drying of Agricultural Materials. **Drying Technology**, v. n.1 - 2, p. 235, 1998.

RAHMAN, M. S., PERERA, C. O.; THEBAUD, C. Desorption isotherm and heat pump drying kinetics of peas. **Food research International**, v. 30, n.7, p. 485-491, 1998.

ROSSI, S. J. **Desenvolvimento e Avaliação de uma bomba de calor usada no condicionamento de ar para secagem de alimentos**. 1993. 229 p. Tese (Doutorado em Engenharia de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1993.

SANINO, ADRIANA. **Conservação d tomates (*Lycopersicum esculentum*), “Débora”, submetido a diferentes condições de resfriamento e aquecimento intermitente**. 2004. 129 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2004.

SANTOS, R. C. Tomate é fonte de licopeno. **Jornal da Unicamp**. Campinas-SP Brasil, maio/jun., p.11, 2003.

SARGENT, S. A.; TALBOT, M. T.; BRECHT, J. K. **Evaluating precooling methods for vegetable packinghouse operations**. Gainesville, FL.: Florida Cooperative Extension Service. Institute of food and Agricultural Sciences. University of Florida, p.13, 1991.

SANINO, A.; CORTEZ, L. A. B.; MEDEIRO, B. J. T. Vida-de-prateleira do tomate (*Lycopersicon esculentum*), variedade “Débora”, submetido a diferentes condições de resfriamento. In: WORKSSHOP DE TOMATE PERSPECTIVAS E PESQUISAS, 2003. Campinas, São Paulo, p. 6, 2003.

TANABE, C. S.; CORTEZ, L. A. B. Perspectivas da cadeia do frio para frutas e hortaliças no Brasil. In: FEIRA E CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL – MERCOFRIO 98. Brasil, 1998.

VAN WYLE, G.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica.** 6ª Ed. Americana. Ed. Edgar Blucher Ltda. São Paulo, Brasil, p. 577, 2003.

VASQUEZ, G.; CHENLO, F.; MOREIRA, R.; CRUZ, E. Grape drying in pilot plant with a heat pump. **Drying technology**, v. 15, n. 3-4, p. 899-920, 1997.

3. CAPÍTULO III - EFEITO DA TEMPERATURA NA SECAGEM DE TOMATES

RESUMO

O processo de desidratação de frutas e hortaliças é uma das formas de prolongar por mais tempo a vida útil do produto, permitindo seu transporte a longas distâncias com menor volume e peso. O tomate seco tem apresentado crescente aplicação na culinária brasileira, principalmente como ingrediente de massas, sopas desidratadas, pizzas, saladas e de consumo imediato. Entretanto, secar utilizando tempos prolongados com elevado consumo de energia o processo é não viável. Visando solucionar essa problemática, neste trabalho realizou-se testes de secagem com tomates maduros da variedade Débora em diferentes condições experimentais. Analisou-se o conteúdo de umidade, sólidos solúveis (°Brix), pH, acidez. No delineamento experimental se estudou como fatores independentes o parâmetro geometria de corte de tomate sem sementes, cortados em unidades de quatro e oito, e desidratados a 45, 55 e 65 °C, com três repetições para cada temperatura e corte de tomate, com velocidade de ar constante de 0,8 m s⁻¹, utilizando um secador de bandejas com fluxo vertical de ar de secagem. Os resultados demonstraram que o tempo de secagem é diminuído com a maior temperatura do ar (65 °C) ou o menor tamanho dos segmentos (8) sem sementes. Igualmente mostrou a grande importância de maximizar a temperatura do ar de secagem para reduzir a energia requerida. A qualidade dos tomates secos no que diz respeito à cor e aparência geral para pré-tratamentos e temperaturas testadas, mostraram que a melhor qualidade da cor (vermelho característico de tomate seco) e aparência geral foi adquirida quando a secagem foi realizada a temperaturas de 55 e 65 °C cortados em oito segmentos e sem sementes.

Palavras-chave: umidade, secagem, secador, taxa de secagem.

ABSTRACT

The drying process of fruit and vegetables is one of the best methods to extend shelf life of horticultural products allowing transport on long distance with reduced volume and weight. Utilization of dried tomato is been continuously increasing in Brazilian culinary as mass ingredient for dehydrated soups, pizzas, salads or direct consumption. However, drying required large amount of time and energy, which could be reduce by creating better drying conditions. However, prolonged dry using high energy consumption, the process is feasible. To overcome this problem, this work was carried out tests with dried ripe tomatoes of the variety Débora in different experimental conditions. It was analyzed the content of moisture, soluble solids (°Brix), pH, acidity. In the experimental design as the geometry of the tomato was cut into segments without seeds, in units of four and eight, and dehydrated to 45, 55 and 65 °C, with three replications for each temperature and cut the tomato, with constant velocity of air of 0,8 m s⁻¹, using a dryer trays with vertical flow of air-drying. The results demonstrated that the drying time is reduced with increased air temperature (65 °C) or the smaller size of the segments (8) without seeds. It also showed the importance of maximizing the temperature of the drying air to reduce the energy required. The quality of dried tomatoes to the color and overall look for pre-treatment and temperatures tested, showed that the quality of the color (red characteristic of dried tomatoes) and general appearance was when the drying was carried out at temperatures of 55 and 65 °C and cut into eight segments and without seeds.

Keywords: humidity, drying, drier, drying rate.

3.1 INTRODUÇÃO

O tomate (*Lycopersicon esculentum Mill*) é uma hortaliça que ocupa o segundo lugar entre os maiores consumidores no Brasil, pela sua qualidade refrescante e agradável, além das suas propriedades nutricionais, pelo seu conteúdo de vitamina C, tiamina, niacina, caroteno e licopeno responsável pela coloração vermelha o qual é altamente recomendável para prevenção do câncer de próstata e tumores. O tomate parcialmente maduro, tem uma vida média de prateleira de 1 a 2 semanas. São muitas as etapas intermediárias entre a colheita do produto agrícola e sua transformação em alimentos disponível para consumo. As perdas variam significativamente nas diferentes etapas e, é uma função da safra, variedade, doenças, clima, sistema de colheita, processamento, manuseio e comercialização. Para frutas e hortaliças, as perdas variam entre 15 e 100%, para tomates varia de 20 a 50% (CHITARRA & CHITARRA, 2005 e PACCO *et al.*, 2005). A conservação pós-colheita de frutas e hortaliças é um importante fator de contribuição para aumentar o suprimento de alimentos, assim como evitar desperdício, no caso de excesso de produção, além de agregar valor aos produtos agrícolas. A secagem de produtos perecíveis com altos teores de umidade inicial apresenta diversas vantagens, tais como: manutenção dos constituintes minerais; inibição da ação de microorganismos; redução de custos de transporte; manuseio e estocagem e alternativa para solução dos problemas de desperdício, descarte e poluição. Além disso, os produtos secos utilizam embalagens mais econômicas e de fácil manuseio para refeições leves e de rápido consumo (WOODROOF & LUH, 1975, citados por CAMARGO & QUEIROZ, 2003). Entretanto, um processo de secagem a temperaturas menores de 65 °C exige maior consumo de energia. O objetivo deste trabalho foi avaliar o efeito da temperatura do ar e do tamanho dos segmentos para secagem de tomates maduros da variedade Débora.

3.2 MATERIAL E MÉTODOS

O trabalho foi realizado no Laboratório de Termodinâmica e Energia, e no Laboratório de Secagem da Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas - (FEAGRI-UNICAMP) - SP. O tomate utilizado foi obtido do município de Mogi Guaçu do Estado de São Paulo e foram transportados em caixas de plástico com capacidade de 20 kg de tomates. Os tomates recepcionados no laboratório foram selecionados e classificados, e os frutos danificados pelo transporte, como rascunho e cortes foram separados, os que apresentaram manchas e doenças foram descartadas; os tomates depois da seleção foram classificados por tamanhos e estado de maturação; seguidamente foram pesados, lavados, e colocados em repouso para a drenagem da água. A variedade de tomate utilizada é Débora no estado de maturação maduro com coloração vermelha determinada visualmente, e tamanho média de 67 mm de diâmetro medidos com paquímetro digital (Mitutoyo 500-144B, +/- 0,03mm, Ind. Brasileira), e de massa média de 220 g utilizando uma balança semi-analítica (MARTE A51000C N°252528, +/-0,01). Foram feitas as seguintes determinações: umidade, pH, acidez e sólidos solúveis (°Brix) segundo métodos utilizados por PACCO (2003). A sanitização dos tomates foi realizada em água clorada, a 0,5% de cloro ativo, para eliminar a contaminação por microorganismos (MOURA *et al.*, 1998, citados por CAMARGO & QUEIROZ, 2003), e foi realizada após a lavagem com água da rede pública. Os tratamentos das cinéticas de secagem foram: a) cortados em quatro e oito segmentos, sem sementes; e b) usando temperaturas de secagem de 45, 55 ou 65 °C a uma velocidade constante de ar de $0,8 \text{ m s}^{-1}$ tomando em consideração os parâmetros utilizados nos trabalhos realizados por ROMERO (1999), PACCO (2003) e CAMARGO & QUEIROZ (2003).

Os tomates foram cortados manualmente com o auxílio de uma faca de aço inoxidável em segmentos de 4 e 8 unidades segundo o ensaio programado. As sementes foram retiradas manualmente com ajuda de uma colher. Os tomates cortados foram colocados em bandejas e levados para o secador com a temperatura programada para cada ensaio.

O equipamento utilizado para a realização dos ensaios de secagem é um secador do tipo bandeja (Figura 3.1) existente no laboratório de Secagem da Faculdade de Engenharia Agrícola – UNICAMP. O ar é forçado através do secador por meio de um ventilador centrífugo. Um conjunto de resistências elétricas é utilizado para o aquecimento do ar de

secagem, sendo controladas por um variador de tensão que permite um ajuste fino de temperatura. O compartimento de secagem consiste de dez e oito bandejas. As bandejas são de material de aço inoxidável com área de $0,18 \text{ m}^2$ e altura de 55 mm, o fundo da bandeja é de malha de aço inoxidável com $12 \times 12 \text{ mm}$ de abertura para a livre passagem de ar em forma perpendicular ao produto a ser seco. O secador possui um sistema de medição de temperatura o qual é composto por dois termopares de tipo “T”, ligados a um indicador de temperatura digital (Cole-Parmer Instrumental – Indústria Brasileira). Um termopar é ligado logo abaixo da amostra para se obter a temperatura do ar de secagem na entrada da bandeja. Um segundo termopar é instalado a 20 cm acima da bandeja, obtendo-se a temperatura de saída do ar de secagem. O secador também possui um instrumento programador de temperatura (COEL, Contemp-PXV-4), o qual permite programar a temperatura de trabalho desejado no secador.

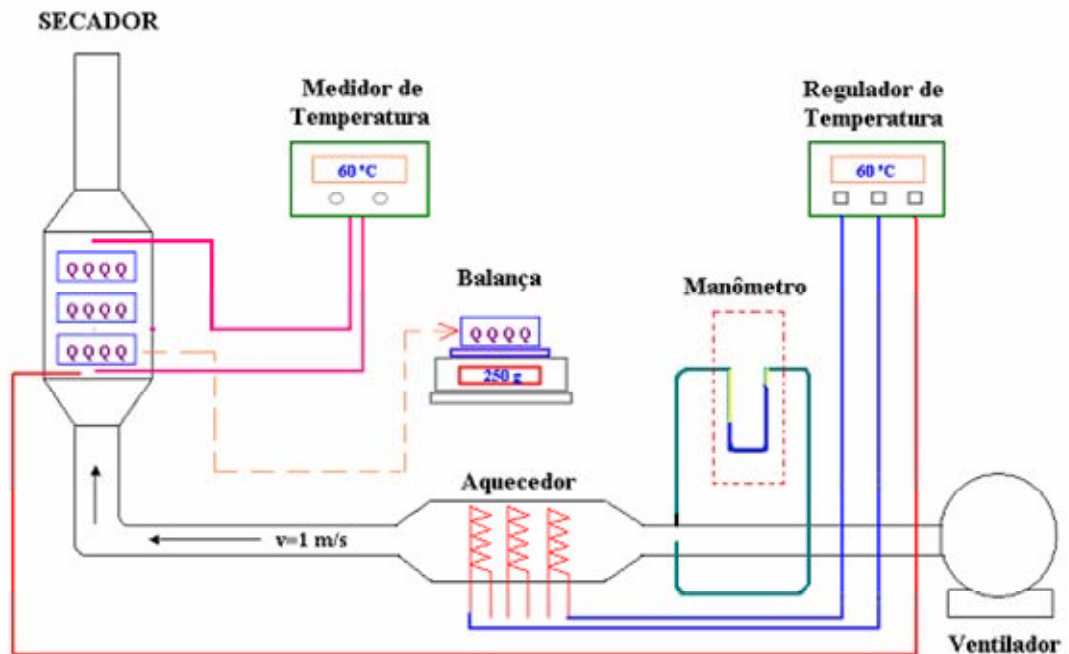


Figura 3.1: Esquema do secador utilizado para secagem de tomate a diferentes temperaturas.

Antes do início de cada ensaio, o equipamento foi colocado em funcionamento nas condições de secagem. O sistema foi ligado combinando-se as resistências para atingir a temperatura exigida, na vazão dada. A velocidade do ar quente no secador foi medida com um anemômetro digital portátil (Airflow LCA 6000, Indústria Brasileira) com faixa de leitura de velocidade de 0,25 a 30 m/s.

O consumo de energia elétrica na operação de secagem foi medido e registrado por um medidor digital da IMS, modelo SMART METER T. Cód. 0150021J, de fabricação brasileira.

Os tomates, previamente cortados, foram adicionados numa bandeja previamente tarada, em carga aproximadamente de 1,6 a 1,9 kg por bandeja. O controle da temperatura de secagem foi realizado observando-se a temperatura de entrada do ar. E a temperatura de saída, lida como dado importante do ensaio. Anotações das temperaturas foram feitas a cada 10 minutos durante as primeiras duas horas de operação e seguidamente a cada 15 minutos durante uma hora; 30 minutos durante uma hora, e finalmente, a cada 60 minutos nas horas seguintes.

A determinação da umidade das amostras ao longo da secagem foi realizada por pesagem da bandeja de acordo com a mesma seqüência da temperatura. Com os dados da pesagem e da umidade inicial, foram calculadas as respectivas umidades por diferença de massa. Ao final da secagem, o produto foi conservado em potes de vidro hermeticamente fechados para análises posteriores.

Para determinação da umidade inicial das amostras para a secagem em leito fixo, bem como das amostras coletadas no secador, foram empregados pesa filtros de papel alumínio para 50 mL. Os pesa filtros foram lavados e colocados em estufa a 60 °C. Antes de cada ensaio, foram retirados da estufa e colocados em dessecadores para seu resfriamento. Depois de frios, foram tarados na balança semi-analítica.

As umidades foram determinadas seguindo a metodologia utilizada por PACCO (2003) colocando-se as amostras (5 g) para a secagem em estufa a 60°C até peso constante, o que ocorreu após 48 horas. Todas as amostras iniciais tiveram a umidade determinada em triplicata.

Os resultados da qualidade dos tomates secos foram determinados visualmente e pela metodologia utilizada por PACCO *et al.* (2007) no que diz respeito à cor e aparência geral para pré-tratamentos (cortes de 4 e 8 segmentos, sem sementes) e nas temperaturas testadas.

3.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados da caracterização química de tomates maduros da variedade “Débora” estão apresentados na Tabela 3.1, onde se podem observar o alto conteúdo de teor de umidade (94,5%), com uma acidez de 0,323 g/100 g de ácido cítrico e 4,25 °Brix o que indica a maturação ótima para os tomates.

Tabela 3.1: Caracterização química de tomates maduros da variedade “Débora”

Composição polpa	
Umidade	94,5% (b.u.)
Acidez (g ác. Cítrico/100g)	0,323
°Brix	4,25
pH	4,05

Temperaturas de secagem acima de 65 °C provocam a caramelização dos açúcares nos frutos na secagem segundo estudos realizados por PACCO (2003).

No entanto, processos a temperaturas abaixo de 60 °C leva aos longos períodos de secagem, que foi também observado por YOSHIDA (1997). Houve aumento da temperatura do ar de secagem ocasionando maior taxa de remoção de umidade nos tratamentos realizados. As umidades adimensionais foram calculadas utilizando conteúdos de umidade em base seca.

Os valores de umidade de equilíbrio foram determinados a partir dos dados de umidade relativa do ar de secagem depois de 48 h a 60 °C na estufa para determinação de umidade. Quanto maior a área de exposição do produto a secar por unidade de massa, maior será a transferência de calor, e maior a taxa de remoção de umidade como pode-se ver comparando os resultados na Figura 3.2. O aumento de temperatura favoreceu a secagem, devido ao aumento do coeficiente de difusão.

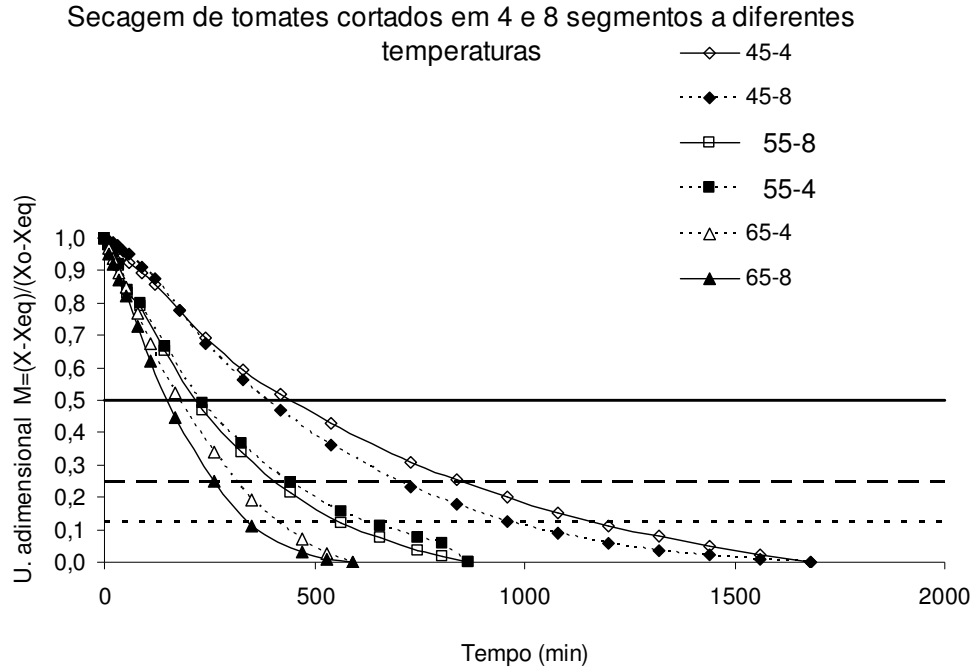


Figura 3.2: Efeito da temperatura do ar e tamanho de tomates (cortado em 4 e 8 segmentos) sobre o tempo de secagem. Na legenda o primeiro número é a temperatura do ar, e o segundo número é a quantidade de segmentos de cada tomate. No Apêndice A, apresentá-se as tabelas A-1, A-2 e A-3 com os valores de umidade adimensional utilizada.

As massas iniciais utilizadas para cada experimento de secagem eram diferentes, e os índices de umidade adimensional (M) foram usados para comparar os resultados dos experimentos realizados. Os valores de M das amostras foram calculados usando a Equação 3.1 para a umidade relativa do ar de secagem: 23%, 14% e 9% para temperaturas de 45, 55 e 65 °C, respectivamente.

$$M = \frac{X - X_{eq}}{X_0 - X_{eq}} \quad (3.1)$$

Onde

M = umidade adimensional;

X = umidade, g água g⁻¹ sólido seco;

X_0 = umidade inicial, g água g⁻¹ sólido seco;

X_{eq} = umidade de equilíbrio, g água g⁻¹ sólido seco.

A Figura 3.2 mostra o índice de umidade adimensional (M) com o tempo de secagem para cada número de segmentos e às temperaturas testadas. Estes resultados mostram que o processo de secagem do tomate esteve caracterizado por uma diminuição constante na taxa do índice de umidade durante o período de secagem. Isto sugere que a cinética de secagem esteja controlada pelo fenômeno da difusão da água através do tecido da polpa e da pele, e do calor que difunde no sentido oposto. Independente do número dos cortes usados, o aumento da temperatura de ar gerou taxas de secagem significativamente mais rápidas ($P < 0,001$), um resultado que está de acordo com a descrição teórica da secagem que se apresentam na literatura (GABAS, 1998; AZOUBEL, 1999).

Para avaliar o efeito do número de cortes e da temperatura no processo de secagem dos tomates, o índice do tempo de meia secagem (TMS) foi calculado como proposto por LEE *et al.* (2007) e VIGNEAULT *et al.* (2008). O TMS é definido como o tempo requerido para diminuir o índice de umidade de um produto (X) a 50% de seu valor real. Como a condição do processo de secagem não é perfeitamente constante e para considerar o erro experimental associado ao processo o TMS foi calculado como o tempo médio de diminuir o índice de umidades adimensionais inicial a 50, 25 e 12,5%, correspondendo ao tempo de alcançar $X = 0,5$, $0,25$ e $0,125$, respectivamente. Estes valores foram calculados para cada experimento considerando os parâmetros de temperatura e número de cortes nos tomates.

A Figura 2.3 está apresentando o efeito do número de cortes e da temperatura do ar de secagem no tempo de meia secagem. Comparando o TMS, os tomates cortados em oito segmentos, utilizou-se aproximadamente 20% menos de tempo de secagem comparado aos tomates cortados em quatro segmentos e, seguindo exatamente o mesmo padrão de secagem. Além disso, o TMS é diminuído drasticamente quando a temperatura de secagem foi aumentada. Entretanto, cada 10 °C de aumento na temperatura de secagem o TMS é menor; mostrando uma diminuição média de 45% do TMS ao aumentar a temperatura de 45 a 55 °C e somente 19% ao aumentar a temperatura de 55 a 65 °C.

Desde que é necessária mais energia e alta temperatura, foi realizada a secagem em função da temperatura e do tamanho dos cortes (quantidade de segmentos) nos tomates.

Tempo de meia secagem (TMS) de tomates cortados em 4 e 8 segmentos a diferentes temperaturas

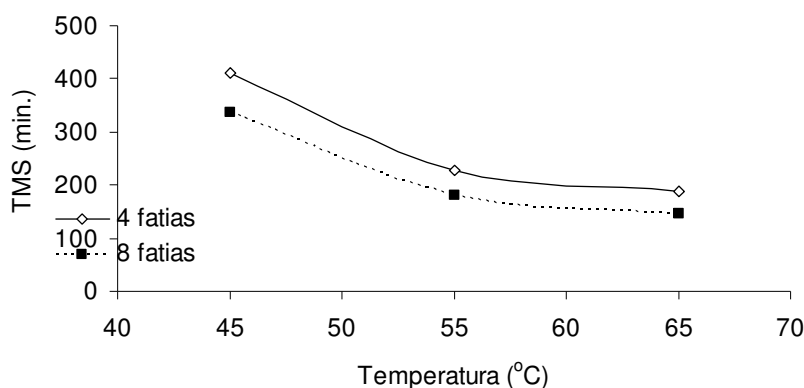


Figura 3.3: Efeito da temperatura do ar de secagem e tamanho (cortado em 4 e 8 segmentos) sobre o tempo de meia secagem de tomates. No Apêndice A, apresenta-se a Tabela A-4 com os valores de tempo de media secagem.

Como sugerido por VIGNEAULT *et al.* (2008), um coeficiente de energia de secagem (ESR) poderia ser calculado para comparar a energia requerida, reduzindo a umidade real do produto a 50%. O ESR pode-se utilizar somente quando for à mesma taxa no fluxo do ar na operação, e seria diretamente proporcional ao TMS e à entalpia (h) do ar usado durante o processo de secagem (Equação 3.2).

$$ESR = f(TMS \ h) \quad (3.2)$$

O ESR foi calculado para cada número de cortes e a temperatura testada na operação de secagem. Para fazer as comparações entre o ESR e a relação de energia requerida (RER), foi multiplicando por 100 a relação ESR de cada teste, onde os tomates cortados em quatro e com secagem na mais baixa temperatura foi o processo que exigiu o maior consumo de energia como também está mostrado na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Consumo de energia elétrica na secagem de tomates em segmentos a diferentes temperaturas no ar de secagem.

Temperatura de secagem [°C]	Tempo de aquecimento [minutos]	Tempo de secagem [minutos]	Consumo total de energia elétrica [kWh]
45	30	1680	170,3
55	60	1030	98,7
65	62	600	77,03

Observou-se que, se avaliado somente sob o ponto de vista econômico a temperatura ideal de secagem se dá à temperatura de 65 °C uma vez que, a esta temperatura tem-se o menor tempo de secagem e o menor consumo de energia elétrica, quando comparado às outras temperaturas de ensaio. A esta temperatura o tempo de secagem se mostrou sendo 66% inferior à secagem a 45 °C e 42% inferior à secagem a 55 °C (Umidade adimensional igual a 0,30).

No que compete ao consumo de energia elétrica, a secagem a temperatura de 65 °C se mostrou 55% mais econômica que a secagem a 45 °C e 22% mais econômica que a secagem a 55 °C.

Os efeitos do número de cortes e a temperatura de secagem foram apresentados na Figura 3.4 por valores da relação de energia requerida (RER) e a temperatura para cada número de cortes. A RER mostrou que os tomates cortados em oito segmentos, exigiram aproximadamente 20% menos de energia para a secagem comparada aos tomates cortados em quatro segmentos e, seguindo exatamente o mesmo padrão de secagem. Entretanto, a relação de energia requerida diminuiu mais drasticamente quando a temperatura foi aumentada. De fato, o efeito de aumentar cada 10 °C na temperatura do ar na secagem a RER era muito menor, mostrando uma diminuição média de 38% na RER ao aumentar a temperatura de 45 a 55 °C e somente 9% ao aumentar a temperatura de 55 a 65 °C. Este resultado mostra a grande importância de escolher a temperatura máxima possível para secar o produto quando esta temperatura não é prejudicial ao produto.

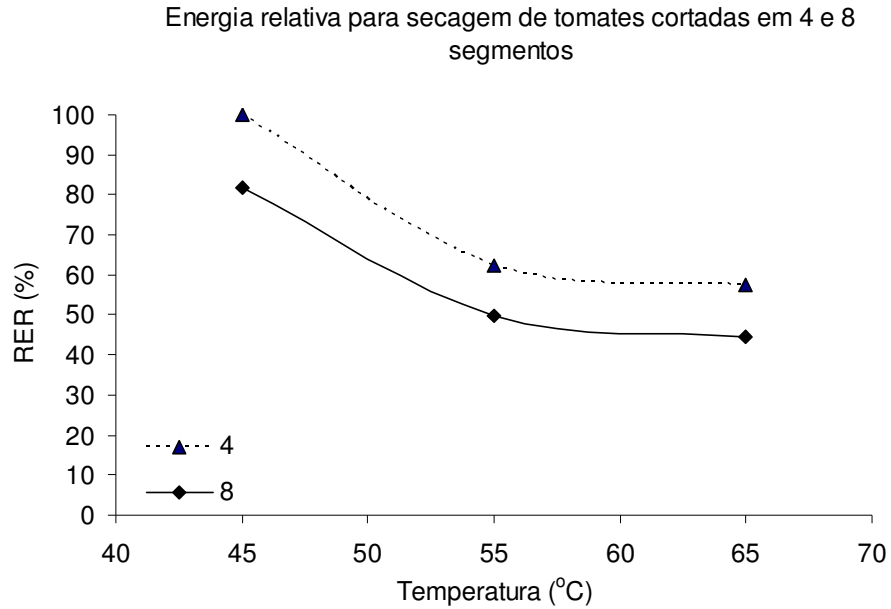


Figura 3.4: Efeito da temperatura do ar e tamanho das fatias de tomate (cortado em 4 e 8 fatias) sobre a energia relativa de secagem. No Apêndice A, apresenta-se a Tabela A-5 com os valores de energia relativa utilizada.

Os resultados da qualidade dos tomates secos no que diz respeito à cor e aparência geral para pré-tratamentos e temperaturas testadas, mostraram que a melhor qualidade da cor (vermelho característico de tomate seco) e aparência geral foi quando a secagem foi realizada a temperaturas de 55 e 65 °C e cortados em oito segmentos e sem sementes.

3.4 CONCLUSÕES

Quanto maior a área de exposição do produto a secar por unidade de massa, maior será a transferência de calor e maior a taxa de remoção de umidade.

O processo de secagem do tomate esteve caracterizado por uma diminuição constante na taxa de umidade.

O tempo de meia secagem foi definido como o tempo requerido para diminuir o índice de umidade de um produto a 50% de seu valor real e foi calculado como o tempo médio de diminuir o índice de umidades adimensionais inicial a 50, 25 e 12,5%.

Comparando o tempo de meia secagem, os tomates cortados em 8 segmentos utilizaram aproximadamente 20% menos de tempo de secagem comparado aos tomates cortados em 4 segmentos e, seguindo exatamente o mesmo padrão de secagem.

A cada 10 °C de aumento na temperatura de secagem o tempo meio de secagem mostrou uma diminuição média de 45% ao aumentar a temperatura de 45 a 55 °C e somente 19% ao aumentar a temperatura de 55 a 65 °C.

A relação de energia requerida (RER) mostrou que os tomates cortados em 8 segmentos, exigiram aproximadamente 20% menos de energia para secar comparado aos tomates cortados em 4 segmentos.

A relação de energia requerida diminuiu mais drasticamente quando a temperatura foi aumentada, ao aumentar cada 10 °C na temperatura do ar de secagem a RER era muito menor, mostrando uma diminuição média de 38% na RER ao aumentar a temperatura de 45 a 55 °C e somente 9% ao aumentar a temperatura de 55 a 65 °C. Este resultado mostra a grande importância de escolher a temperatura máxima possível para secar o produto quando esta temperatura não é prejudicial ao produto.

Segundo as medidas realizadas (com o medidor digital da IMS) do consumo de energia elétrica na operação de secagem se na temperatura de 65 °C o tempo de secagem se mostrou sendo 66% inferior à secagem a 45 °C e 42% inferior à secagem a 55 °C.

No que compete ao consumo de energia elétrica, a secagem a temperatura de 65 °C mostrou-se 55% mais econômica que a secagem a 45 °C e 22% mais econômica que a secagem a 55 °C.

3.5 AGRADECIMENTOS

Ao CNPq pelo auxílio financeiro à Pesquisa Científica (Proc. 478254/2004-0) e ao SAE-UNICAMP.

3.6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AZOUBEL, M. P. **Estudo da cinética de desidratação por imersão e secagem de tomate cereja**. 199. 168 p. Dissertação (Mestrado em Eng. de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1999.

CAMARGO, G. A.; QUEIROZ, M. R. Secagem de tomates para conservação: Parâmetros que influenciam a qualidade final. **Workshop tomate na unicamp: Pesquisa e Perspectivas**. Campinas, São Paulo. 2003.

CHITARRA, M.I.F.; CHITARRA, A. B. **Pós-Colheita de Frutas e Hortaliças: Fisiologia e Manuseio**. 2. ed.rev.e ampl. – Lavras MG: UFLA, 153p, 2005.

GABAS, A. L. **Secagem de uva Itália em leito fixo**, 1998. 187 p. Dissertação (Mestrado em Eng. de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1998.

LEE G. H.; KANG, W. S.; PARK, C. H.; Drying System Using CPC Evacuated Tubular Solar Collector. **American Society of Agricultural and Biological Engineers**, St. Joseph, Michigan, 2007.

MOURA, M. A.; ZANIN, S. R.; FINGER, F. L. Amadurecimento de tomate com pulverização de diferentes doses de Ethepon associado com espalhante adesivo. **Revista Brasileira de Armazenamento**. V. 23, 11-14. Brasil, 1998.

PACCO, H. C.; CORTEZ, L. A. B.; JORDAN, R. A.; BALDASSIN JR, R; VIGNEAULT, C; CERRO, R. S. Q. Mudança de cor no tempo em tomates desidratados. **II Simpósio brasileiro de pós-colheita de frutas, hortaliças e flores** - Viçosa MG, Abril, 2007.

PACCO, H. C.; CORTEZ, L. A. B; CASTRO, L. R; JORDAN, R. A. Resfriamento de tomates por água gelada. **Congresso brasileiro de olericultura, 45 cbo, Congresso brasileiro de floricultura e plantas ornamentais, 15 cbfpo, Congresso brasileiro de cultura de tecidos de plantas**, 2 CBCTP. Ceará – Fortaleza, Brasil, 2005.

PACCO, H. C. **Secagem de Figo (*Ficus carica L.*) da Variedade “Gigante de Valinhos” em Secador de Bandejas**. 2003. 158 p. Dissertação (Mestrado em Eng. de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2003.

PEÑA, L. M. R. **Estudo de pré-tratamentos para obtenção de tomate desidratado em fatias**. 1999. 129 p. Dissertação (Mestrado em Eng. Química) – Faculdade de Engenharia de Química, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1999.

VIGNEAULT, C.; PACCO, H. C.; CORTEZ, L. A. B.; CASTRO, L. R. Use of half drying time to compare energy required for drying figs under different conditions. **Journal of food engineering**. (Submitted 2008).

YOSHIDA, C.M. **Estúdio da cinética de secagem do milho super-doce**. 1997. 185 p. Dissertação (Mestrado em Eng. de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1997.

4. CAPÍTULO IV – RESFRIAMENTO DE TOMATES POR ÁGUA GELADA

RESUMO

Este trabalho teve a finalidade de resfriar por água gelada tomates (*Lycopersicon esculentum* Mill) da variedade “Débora” fisiologicamente verde maduro com diâmetro médio de 55,43 mm, utilizando os métodos de resfriamento por aspersão do tipo “chuveiro” com vazão de água gelada de 3,5 e 7,0 l s⁻¹ à temperatura de 2,5 °C. O resfriamento foi produzido por um sistema de bomba de calor e adaptado para resfriamento por aspersão. Os tomates tiveram pH de 4,11, Brix de 4,1 e acidez de 0,64 % gramas de ácido cítrico indicando o bom estado de maturação para o resfriamento. Inicialmente os tomates tiveram uma umidade de 93,05 % e, quando foram submetidos ao resfriamento por aspersão com 3,5 l s⁻¹ de água gelada por um tempo de 122 minutos, tiveram uma perda de 0,68 % de umidade, e seu tempo de meio resfriamento foi atingido em 10,85 minutos. Quando foi resfriado com 7 l s⁻¹ com água gelada por 62 minutos tiveram um ganho de 0,62 % de umidade e seu tempo de meio resfriamento foi atingido em 15,47 minutos. Os resultados foram comparados com os resultados da literatura e dá a entender que o fluxo de água gelada não foi suficiente, para produzir uma distribuição apropriada e uniforme para atingir um resfriamento adequado, mostrando a importância da quantidade (vazão) de água usada e a sua distribuição. O consumo de energia no processo de resfriamento de tomates foi de 0,079 kWh/kg de tomate resfriado.

Palavras chaves: *Lycopersicon esculentum* M., tomates, resfriamento por água gelada, bomba de calor.

ABSTRACT

This work aimed to cool down mature green Débora tomato fruits (*Lycopersicon esculentum* Mill) of average diameter of 55.43 mm using cold water through the aspersion cooling method. The hydrocooled used was of the “shower” type circulating 7.0 or 3.5 l s⁻¹ of cool water at 2.5 °C. The cooling was produced by heat pump system adapted for heating water and cooling the produce at the same time. The tomato fruits had pH of 4.11, 4.1 Brix and acidity of 0.64 % g of citric acid as the proper degree of ripeness for cooling. The tomato fruits having an initially moisture content of 93.05 % were cooled by aspersion with 3.5 l s⁻¹ for 122 minutes and lost 0.68 % of moisture content. Their half cooling time was 10.85 minutes. The tomato fruits cooled using 7 l s⁻¹ of water for 62 minutes had an increase of 0.62 % of moisture and half cooling time of 15.47 minutes. The results had been compared with the results of literature and suggested that the flow rate of the cool water was not sufficient to produce a uniform water distribution which resulted in an inadequate cooling, showing the importance of the quantity (flow) of water used and its distribution. The energy in the process of cooling of tomatoes was 0.079 kWh/kg of tomatoes cold.

Keywords: *Lycopersicon esculentum*, tomato, hydrocooling, cool water, heat pump

4.1 INTRODUÇÃO

Após a colheita, os vegetais mais perecíveis devem ser removidos do campo mais rapidamente possível e colocados sob refrigeração ou devem ser classificados e embalados para sua comercialização. Tendo-se em vista que os processos de envelhecimento e amadurecimento dos vegetais continuam após a colheita, a vida útil depende fortemente da temperatura e cuidado no manuseio físico. Quando um filme de água gelada flui rápida e uniformemente sobre a superfície torna-se igual à temperatura da água. Neste processo, o produto pode ser resfriado com água gelada por imersão, lavagem ou aspersão. Os produtos que podem ser resfriados com água devem ser tolerantes ao contato e aos níveis de cloro na água tratada (CORTEZ *et al.*, 2002).

O resfriamento rápido dos produtos após a colheita, antes ou depois de serem embalados, e antes de serem armazenados ou transportados, previne a deterioração dos vegetais perecíveis (ASHRAE, 2002).

O tomate está entre as hortaliças mais consumidas no mundo, sendo uma fonte de vitaminas A e C e de sais minerais como potássio e magnésio. Pertencem à família das Solanáceas, como pimentão, jiló, berinjela e a batata (MELO *et al.*, 2004). No Brasil a cultura do tomate ocupa o sexto lugar dentre os cultivos temporários, com produção equivalente de 3,65 milhões de toneladas no ano de 2002, e segundo lugar entre as culturas oleráceas (IBGE, 2004). Dentre os principais Estados produtores, encontram-se São Paulo, Minas Gerais, Goiás e Bahia. A região Sudeste do país ocupa lugar de destaque na produção de tomate, atingindo em novembro de 2003, 1,7 milhões de toneladas (IBGE, 2004).

O resfriamento rápido, é o processo de resfriar o produto com a água gelada. Este método é muito eficaz para uma quantidade grande de produtos, porque a água tem uma capacidade de transferência de calor muito mais elevado e entra em contato mais próximo com o produto do que o ar (SILVA *et al.*, 2006). Geralmente, o tempo necessário para o resfriamento do produto é de 10 minutos a 1 hora (THOMPSON, 1995). Além disso, como a água pode ser usada eficientemente como um sistema provisório de estocagem de energia fria (heat sink), algumas facilidades do resfriamento por água gelada podem segurar até 300 toneladas/dia durante a estação de produção máxima (ASHRAE, 2006). Segundo alguns autores, uma vantagem de resfriamento por água gelada é de reduzir a perda de umidade do

produto durante o processo de resfriamento (SARGENT *et al.*, 1991); esta vantagem é menos importante agora, desde que novos sistemas de ar forçado existem - os sistemas produzem um índice de umidade elevada do ar e podem reduzir a perda de umidade. Além disso, a perda de água poderia ser uma vantagem para algum produto preparado (ready-to-eat) que exige lavagem e que precisam de secagem suave e lento (DEELL *et al.*, 2000a). Finalmente, reconheceu-se que, em alguns casos muito específicos, os sistemas de resfriamento por água gelada pode ser usado como um sistema de recarga de água para o produto que tem perdido já alguma firmeza, tal como, em cenouras [dados não-publicados], brócoli [dados não-publicados] e folhas verdes (VIGNEAULT & CHARLES, 2004). Entretanto, usar este método para adicionar o peso ao produto de comercialização é ilegal em muitos países e não deve ser incentivada; além disso, a recarga de água pode ser uma fonte de contaminação por micróbios patogênicos ao ser humano e à planta de processamento (VIGNEAULT *et al.*, 2000).

Há dois métodos de resfriamento por água gelada: por imersão em um banho de água gelada e por aspersão do tipo chuveiro (CHARLES & VIGNEAULT, 2008). Os sistemas por imersão são de fluxo contínuos e utilizados para produto que tem uma densidade superior à da água, e portanto, ficam submersos (THOMPSON, 1995). Nos sistemas contínuos, o produto é transportado dentro de um tanque de água gelada e levantado na extremidade do tanque por um transportador inclinado. O produto pode estar a granel ou em grandes recipientes de plástico. Por isso, como a velocidade do transporte é geralmente bem lenta para fornecer o movimento adequado da água em torno do produto, são utilizadas bombas ou propulsores de circulação para promover a transferência de calor no produto (ASHRAE, 2006). Uma velocidade da água de $0,1 \text{ m s}^{-1}$ é geralmente suficiente para o resfriamento rápido (ASHRAE, 2006). A flutuação do produto de uma mais baixa densidade na água em circulação gelada é usada igualmente para produtos tal como pepinos, abóboras e tomates. Entretanto, quando o produto é imerso na água gelada, o ar contido dentro de algumas frutas e hortaliças pode diminuir suficientemente em volume para criar uma capacidade de sucção da água exterior no produto. Assim os patógenos existentes na água podem ser puxados no produto, resultando no desenvolvimento de doenças (VIGNEAULT *et al.*, 2000). Daí, a qualidade da água é uma consideração muito importante nos sistemas de resfriamento por água gelada.

O sistema de refrigeração por aspersão do tipo chuveiro envolve a pulverização nos produtos com água gelada e podem ser por bateladas ou em sistemas contínuos. A água é

bombeada em uma bandeja perfurada que permite gotejar no produto através dos bocais do pulverizador. As exigências de bombeamento por bocais do pulverizador são muito mais do que são para uma bandeja perfurada. Quando a água é aplicada sobre os produtos, a distância que esta percorre até atingi-lo deve ser mantida entre 150 e 200 mm dependendo da fragilidade do produto. Em alturas de queda que excedem essa faixa podem danificar alguns produtos, devendo-se proteger os paletes com coberturas perfuradas quando necessário (THOMPSON, 1995). Em uma operação por batelada, as caixas peletizadas são colocadas em uma instalação e a água é pulverizada sobre o produto. Para pequenas profundidades, a água deve ser fornecida em uma taxa de 280 a 490 l min⁻¹m⁻² (THOMPSON, 1995). Para resfriadores comerciais para em-balagens em pilhas duplas de paletes devem utilizar fluxo de água gelada de 800 a 1000 l min⁻¹ m⁻² para gerar uma distribuição uniforme (ASHRAE, 2006).

A água deve ser sanitizada de forma especial se for de reúso. Deve ser tomada de uma fonte limpa, uma fonte boa ou doméstica (THOMPSON, 1995) e deve ser desinfetada adicionando cloro até ao ponto em que o nível livre do cloro seja de 100-150 ppm (SARGENT *et al.*, 1991; VIGNEAULT *et al.*, 2000). A água deve ser drenada do resfriador ao menos uma vez por dia, assim como o sistema precisa ser sanitizado. A qualidade da água deve ser monitorada continuamente ou freqüentemente no sistema. Para diminuir a quantidade de impurezas que se incorpora na operação, o produto extremadamente sujo a resfriar, deve ser lavado e enxaguado antes do processo de resfriamento. É muito importante que telas e filtros sejam utilizados para remover resíduos e impurezas da água antes que esta seja reciclada. A água usada no resfriamento é mantida geralmente entre 0 a 0,5 °C, utilizando a refrigeração mecânica para aumentar a eficiência do resfriamento (KADER, 2002). Os sistemas de distribuição da água foram desenvolvidos e executados para que os recipientes reusáveis aumentem a uniformidade da distribuição da água e a eficiência do resfriamento, tendo por resultado reduções significativas de tempo e energia (VIGNEAULT & GOYETTE; 2002, VIGNEAULT *et al.*, 2004). A orientação apropriada do produto também pode ser usada para aumentar a eficiência de resfriamento (VIGNEAULT *et al.*, 2007). Entretanto, isto é, geralmente difícil de conseguir na maioria dos processamentos. Para melhorar a eficiência, o produto que é sensível à injúria do frio de refrigeração podem ser resfriados em água a 0 °C, desde que o tempo de contato de resfriamento seja limitado (DEELL *et al.*, 2000b). A água gelada é usada frequentemente para o produtos preparados (ready-to-eat) permitindo sistemas

de manipulação delicada e a combinação de muitas operações em uma, tal como a manipulação, resfriamento, desinfecção, entre outros. Uma das desvantagens da utilização do resfriamento por água gelada e a manipulação dos produtos cortados, porque se tem a dificuldade na eliminação da água adicionada nos produtos (DEELL *et al.*, 2000a; LEMAY *et al.*, 2002). Os métodos de resfriamento por água gelada é também eficiente para maioria dos produtos, assim como para produtos empacotados. Entretanto, o recipiente deve ser tolerante a água gelada (VIGNEAULT & GOYETTE, 2002; VIGNEAULT *et al.*, 2004). Os produtos resfriados por água gelada devem ser tolerantes ao contato com água gelada e aos níveis de cloro a utilizar na água. A água deixada na superfície de algum produto, tal como uvas e a maioria das hortaliças, pode favorecer a deterioração do produto (THOMPSON, 1995).

O objetivo principal desta pesquisa foi estudar o resfriamento, na operação de resfriamento rápido por água gelada de tomates verde maduro pelo método de aspersão do tipo “chuveiro”.

O estudo compreende as seguintes etapas: recepção, seleção, classificação, caracterização da matéria prima química e fisicamente;

Determinação das condições do resfriamento rápido por água gelada prévia ao armazenamento; resfriamento em função do método, volume da água gelada na aspersão do tipo chuva e da temperatura d’água produzida no equipamento.

4.2 MATERIAIS E MÉTODOS

O experimento foi realizado no laboratório de Termodinâmica e Energia da Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), São Paulo, Brasil. Foi utilizado o resfriamento rápido por água gelada de tomates da variedade “Débora” fisiologicamente verde maduro, utilizando um sistema de resfriamento adotado para resfriamento tipo imersão em água gelada (Figura 4.1) e resfriamento por aspersão do tipo “chuveiro” com dois diferentes volumes de água gelada, $3,5 \text{ l s}^{-1}$ e 7 l s^{-1} , com quantidade constante de massa de 20 kg de tomates para cada experimento. Este tomates foram colocados em caixa de plástico com dimensões de 350 x 550 e 310 mm de altura; com 8 furos de 10 mm de diâmetro por área de 74 cm^2 na base da caixa; e 4 furos de $7,5 \text{ cm}^2$ por área de 67 cm^2 nos lados da caixa.

O arranjo dos tomates na caixa plástica foi de forma alternada segundo CORTEZ *et al.* (2002), que consiste em dispor os tomates em cada camada de forma que cada três frutas adjacentes formem um triângulo equilátero e cada tomate da próxima camada se apóie em três tomates da camada anterior. Os termopares tipo “T” foram localizados no centro geométrico de cada tomate e distribuídos na parte superior, central e na parte inferior da caixa de plástico a ser resfriada. O diâmetro médio dos tomates foi medido de quinze tomates escolhidos aleatoriamente utilizando um paquímetro digital (Mitutoyo Sul Americana Ltda. Mod. 500-144B/500-147B, com escala de 0,01 – 150 mm/0,0005”- 6”, Indústria Brasileira), e mostra valores de 55,43 mm. Realizaram-se análise física e química aos tomates da variedade, como pH, acidez, sólidos solúveis (°Brix), perda de peso e conteúdo de umidade. Estas análises foram feitas antes e depois do resfriamento, onde os resultados permitirão a caracterização dos tomates em estudo.



Figura 4.1: Sistema de resfriamento por aspersão utilizado durante os experimentos incluindo o sistema de refrigeração mecânica (a), o sistema de aspersão da água gelada (b), e o sistema de aquisição dos dados (c).

O tempo de meio resfriamento (TMR) foi determinado seguindo a metodologia apresentado por GOYETTE *et al.* (1996). Para considerar o erro experimental entre as

temperaturas de referência de medida da água e dos diferentes tomates os valores de TMR das amostras foram calculados usando a temperatura adimensional versus tempo calculado a partir da Equação 4.1.

$$X = \frac{T - T_{eq}}{T_0 - T_{eq}} \quad (4.1)$$

Onde

T = temperatura do produto em qualquer tempo t do resfriamento;

T₀ = temperatura do meio resfriamento;

T_{eq} = temperatura final do produto a equilíbrio com o meio ambiente.

Como o processo de resfriamento foi parado antes do tempo limitado (necessário para obter a temperatura de equilíbrio) o valor da temperatura final do produto em equilíbrio com o meio ambiente (T_{eq}) foi determinado usando o valor estimado por iteração base sobre o valor dos resíduos mínimos (GOYETTE *et al.*, 1996). A partir do valor de temperatura de equilíbrio, os valores do logaritmo de X (ln(X)) foram calculados e apresentados graficamente com o tempo. Neste método, a inclinação da linha do gráfico de ln(X) com o tempo é a taxa de resfriamento do produto (TR) (Equação 4.2) e o tempo de meio resfriamento (TMR) calculou-se a partir da Equação 4.3.

$$TR = \frac{\ln(X_2) - \ln(X_1)}{t_2 - t_1} \quad (4.2)$$

$$TMR = \frac{\ln(0,5)}{TR} \quad (4.3)$$

Onde

TR = taxa de resfriamento do produto, min⁻¹;

TMR = tempo de meio resfriamento, min.;

X₁, X₂ = temperatura adimensional X no tempo 1 e 2, respectivamente;

t_1, t_2 = tempo 1 e 2, respectivamente, min.

Na determinação do consumo de energia elétrica foi considerado o tempo de resfriamento de 240 litros de água do sistema de resfriamento até a temperatura de 1,4 °C (na temperatura inicial de 23,8 °C), mais o tempo utilizado para o resfriamento de 21 kg de tomates da variedade Débora (diâmetro média de 59 mm), em estado de maturação verde-maduro, até atingir uma temperatura média de 6 °C.

Neste ensaio foi empregado o resfriamento por aspersão de água a vazão de 7,0 litros/s. Empregou-se na medição da tensão e da corrente consumida pelo resfriador de líquido, um voltímetro da Minipa, modelo ET-2082A.

4.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Realizada a análise, os tomates tiveram pH de 4,11, Brix de 4,1 e acidez de 0,64 % gramas de ácido cítrico. Os tomates inicialmente tiveram uma umidade de 93,05 % e foram resfriados por aspersão com $3,5 \text{ l s}^{-1}$ de água gelada por tempo de 122 minutos, e tiveram uma perda de 0,68 % de umidade, o que pode ter acontecido por causa de prolongado tempo de permanência na água de resfriamento. Os outros tomates resfriados com 7 l s^{-1} de água gelada processado por 62 minutos, tiveram um aumento de 0,62% de umidade, mostrando claramente uma infiltração de água no produto, uma fonte potencial de contaminação. Portanto, a perda de umidade é menor neste tipo de resfriamento por água gelada, vantagens que é mencionada por SARGENT *et al.* (1991).

A Figura 4.2 mostra o resultado típico de temperatura adimensional durante o tempo de processo de resfriamento com o sistema de aspersão por água gelada. As curvas foram ajustadas usando o método da temperatura de equilíbrio (GOYETTE *et al.*, 1996). Estes resultados mostram que o processo de resfriamento de tomate esteve caracterizado por uma diminuição constante da temperatura durante o período do processo. Isto sugere que a cinética de resfriamento esteja controlada pelo fenômeno da difusão da energia calorífica através do tecido da polpa e da pele. As duas curvas seguiram o mesmo padrão. Mesmo assim os tomates resfriados usando fluxo de água de $3,5 \text{ l s}^{-1} \text{ m}^{-2}$ foram processados por um tempo muito mais longo (122 min) do que aqueles processados com fluxo de $7,0 \text{ l s}^{-1} \text{ m}^{-2}$ (62 min), a taxa de resfriamento foi muito maior quando utilizada uma vazão de água gelada de $3,5 \text{ l s}^{-1} \text{ m}^{-2}$ como mostra a curva mais longa desta figura e como também pode ser apreciado nos dados apresentados na Tabela 4.1.

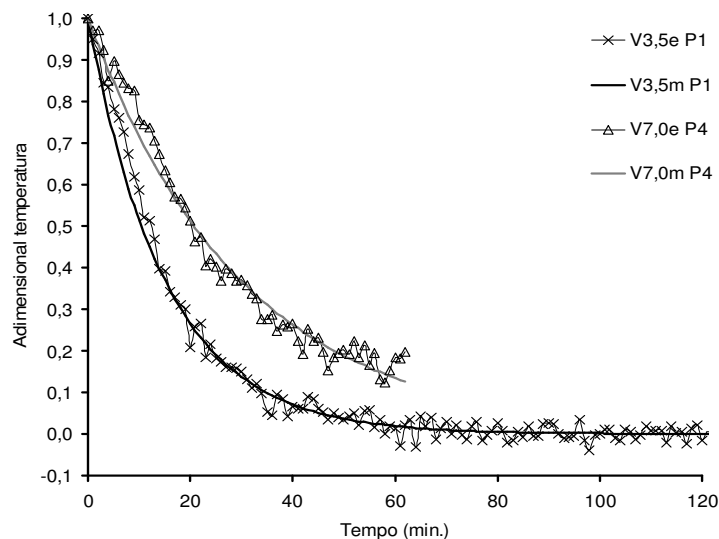


Figura 4.2: Resultado experimental (e) de temperatura adimensional no resfriamento de tomate distribuídos na parte inferior e superior das caixas durante o tempo (min.) de resfriamento com o sistema de água-gelada por aspersão usando 3,5 e 7,0 $l\ s^{-1}\ m^{-2}$, respectivamente. Os modelos (m) foram ajustados usando a metodologia da temperatura de equilíbrio predita com resíduos mínimos (GOYETTE *et al.*, 1996).

Tabela 4.1: Efeito de fluxo da água (3,5 e 7 $l\ min^{-1}\ m^{-2}$) e da posição (1= inferior da caixa; 2 e 3 = centro da caixa; 4 = superior da caixa) dos tomates Débora sobre o tempo de meio resfriamento (TMR, min.) usando o sistema por água gelada por aspersão.

Posição	Fluxo de água ($l\ s^{-1}\ m^{-2}$)	
	3,5	7,0
4	11,53	20,74
3	11,60	13,59
2	9,80	13,71
1	10,45	13,85

A Figura 4.3 mostra que o resfriamento por aspersão com água gelada é mais rápido quando a vazão é de 3,5 $l\ s^{-1}\ m^{-2}$ comparado a vazão de 7,0 $l\ s^{-1}\ m^{-2}$ de água gelada ($P < 0,001$), um resultado que não está de acordo com a descrição teórica de resfriamento

apresentada na literatura (ASHRAE, 2002). De fato, o tempo de meio resfriamento foi de 42 % maior quando o fluxo de água foi dobrado.

Comparando os resultados desta pesquisa à literatura, VIGNEAULT *et al.* (2000) apresentaram resultados sobre tomates do mesmo tamanho resfriados usando água-gelada por aspersão com fluxo de aproximadamente de $16 \text{ l s}^{-1} \text{ m}^{-2}$, onde o TMR foi de aproximadamente de 6,6 min. A única justificativa sobre os fenômenos estranhos acontecidos seria o fato que os dois fluxos usados durante a pesquisa atual não esteve suficientemente bem distribuída na superfície dos tomates e teve uma transferência térmica de resfriamento pobre. Isto explicaria parcialmente a grande flutuação encontrada na literatura da temperatura obtida durante a experiência como pode ser visto na Figura 4.2, que é uma representação típica dos resultados obtidos para cada teste. Em caso afirmativo, este resultado mostrou a importância de manter o volume de água bastante alta para gerar uma boa distribuição e uniformidade da água de resfriamento. Entretanto mais testes são necessários para estabelecer claramente esta conclusão inicial.

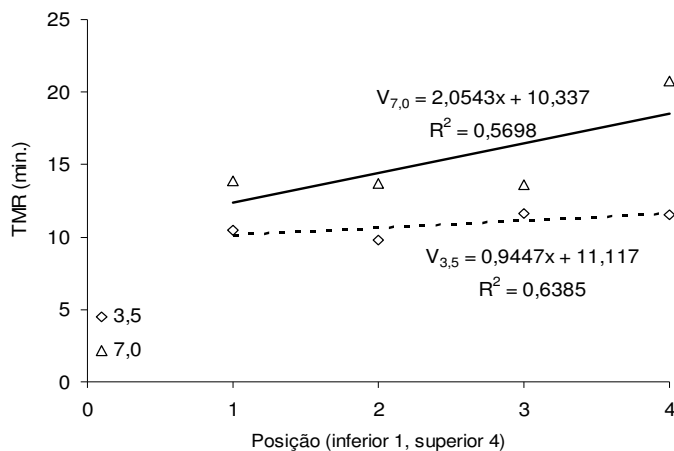


Figura 4.3: Tempo de meio resfriamento (TMR, min.) em função das posições dos tomates durante o processo de resfriamento com o sistema de água gelada por aspersão usando 3,5 e $7,0 \text{ l s}^{-1} \text{ m}^{-2}$.

O consumo de energia gasto no resfriamento de tomates verde-maduro por água gelada por aspersão foi calculado com os dados apresentados na Tabela 4.2.

Tabela 4.2: Resfriamento de tomates Débora verde-maduros com água gelada por aspersão (Vazão = 7,0 litros s⁻¹), registrando o consumo de energia.

Tempo (min)	T°ambiente (°C)	Tensão (V)	Corrente (A)	T°água (°C)	T°tomate (°C)
0,0	19,0	220,0	14,7	23,8	-
5,0	18,5	218,0	15,7	22,0	-
15,0	19,5	218,0	15,6	20,6	-
20,0	19,5	217,0	15,5	19,0	-
25,0	19,5	219,0	14,8	17,3	-
30,0	19,5	219,0	15,2	16,1	-
40,0	20,0	218,0	14,3	12,8	-
75,0	20,5	221,0	14,4	5,8	-
90,0	20,5	220,0	13,9	2,6	-
95,0	20,5	221,0	13,6	2,0	-
100,0	20,5	221,0	12,4	1,5	23,0
102,0	20,5	220,0	15,4	1,9	19,0
103,0	20,5	220,0	15,5	2,0	18,0
104,0	20,5	221,0	15,6	2,1	16,0
105,0	20,5	221,0	15,8	2,2	15,0
107,5	20,5	219,0	15,4	2,3	13,0
110,0	20,5	221,0	15,5	2,3	12,0
112,5	20,5	219,0	15,4	2,3	10,0
115,0	20,5	219,0	15,6	2,3	9,0
117,5	20,5	219,0	16,3	2,3	8,0
120,0	20,5	219,0	16,0	2,3	7,0
122,5	20,5	219,0	16,4	2,3	6,0
125,0	20,5	221,0	15,5	2,2	6,0

Na determinação do consumo de energia elétrica, foram consideradas as relações apresentadas a seguir:

$$P_t = T_t \cdot I_t \quad (4.4)$$

$$C_t = \frac{P_t}{(t_f - t_i)} \quad (4.5)$$

Onde:

P_t = potência requerida pelo sistema de resfriamento de líquido em um determinado instante t [W];

T_t = tensão da rede elétrica em um determinado instante t [V];

I_t = corrente consumida pelo sistema de resfriamento de líquido em um determinado instante t [A];

C_t = consumo horário de energia elétrica até um determinado instante t [kWh].

Na Figura 4.4 está apresentada a evolução do consumo de energia elétrica ao longo do processo de resfriamento de água e resfriamento do tomate.

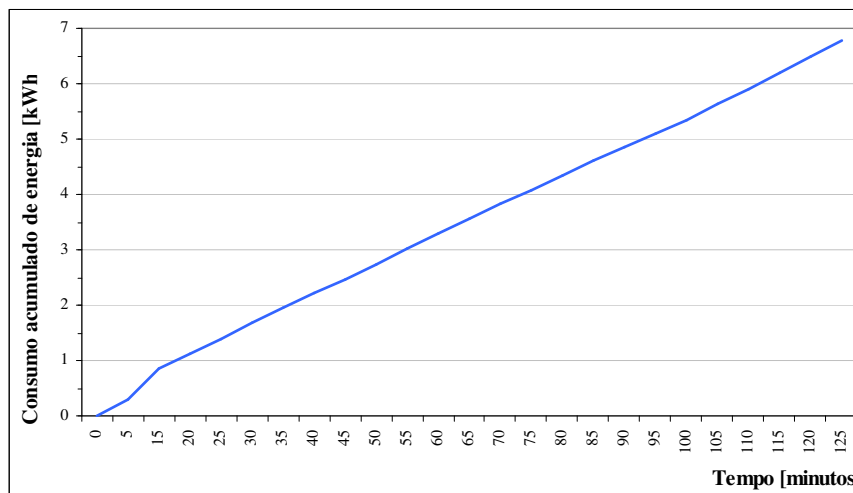


Figura 4.4: Consumo acumulado de energia elétrica no processo de resfriamento de água e resfriamento do tomate.

Segundo os dados apresentados na Tabela 4.2, constatou-se que o consumo total de energia elétrica foi de 6,773 kWh, com cerca de 5,106 kWh consumidos no resfriamento dos 240 litros de água, da temperatura inicial de 23,8 °C até 2 °C, e 1,667 kWh no processo de resfriamento dos 21,0 kg de tomates.

Em vista do consumo avaliado no processo de resfriamento e a massa de tomate, obteve-se o valor de 0,079 kWh/kg_{tomate resfriado}. Este valor representa a quantidade de energia consumida para cada unidade mássica de tomate resfriado. Cabe ressaltar que esta relação foi obtida considerando somente o consumo de energia avaliado durante o resfriamento, não levando em conta a energia consumida para o resfriamento inicial do volume de água. Pode-se

verificar que este fator mostra-se coerente, uma vez que, segundo os dados apresentados na Tabela 4.2, a temperatura da água de resfriamento apresentou uma pequena variação de temperatura quando do início do processo de resfriamento do tomate (cerca de 0,4 °C), ou seja, a carga térmica requerida no resfriamento do tomate é praticamente igual a capacidade frigorífica da instalação, assim sendo, praticamente toda a energia consumida pelo resfriador de líquido deu-se para o resfriamento de 21 kg de tomates.

4.4 CONCLUSÕES

Os tomates com umidade de 93,05 % no resfriamento por aspersão com vazão de 3,5 l s⁻¹ de água gelada (122 minutos) tiveram perda de 0,68 % de umidade, o que pode ter acontecido por causa de prolongado tempo de permanência na água de resfriamento.

Os resfriados com vazão de 7,0 l s⁻¹ de água gelada (62 min) tiveram aumento de 0,62 % de umidade, mostrando uma infiltração de água no produto, podendo ser fonte de contaminação.

As curvas mostram que o processo de resfriamento de tomate esteve caracterizado por uma diminuição constante da temperatura durante o período do processo, indicando que a cinética de resfriamento esteja controlada pelo fenômeno da difusão da energia calorífica através do tecido da polpa e da pele.

A taxa de resfriamento foi muito maior quando utilizada uma vazão de água gelada de 3,5 l s⁻¹ m⁻² no sistema comparado quando a vazão foi de 7,0 l s⁻¹ m⁻², resultado que não está de acordo com a descrição teórica de resfriamento apresentada na literatura. O tempo de meio resfriamento foi de 42 % maior quando o fluxo da água foi dobrado.

A única justificativa sobre os fenômenos estranhos acontecidos nesta pesquisa seria o fato que os dois fluxos usados durante a pesquisa não esteve suficientemente bem distribuída na superfície dos tomates e teve uma transferência térmica de resfriamento pobre comparado com trabalho semelhantes de outros autores.

O consumo de energia no processo de resfriamento de tomates foi de 0,079 kWh/kg de tomate resfriado.

4.5 AGRADECIMENTOS

Ao CNPq pelo auxílio financeiro a Pesquisa Científica (Proc. 478254/2004-0) e ao SAE-UNICAMP.

4.6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE, Commodity storage requirements. In: **Handbook Refrigeration**. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, Georgia, 10.8 p, 2002.

ASHRAE. Methods of precooling of fruits, vegetables and cut flowers, Ch. 16. In: **Refrigeration** (SI Edition). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA, USA; 2006.

CHARLES, M. T. ; VIGNEAULT, C. **Qualité et manutention post-récolte de l'asperge**. Centre de référence en agriculture et agroalimentaire du Québec (CRAAQ). Québec, Qc, Canada. 2008: Publication no 2008, VB 014. ISBN 978-2-7649-0199-1. p. 52.

CORTEZ, L. A. B.; VIGNEAULT, C.; CASTRO, L. R. DE. Método de resfriamento rápido por água gelada. In: CORTEZ, L. A. B.; HONORIO, S. L.; MORETTI, C. L. (Eds.) **Resfriamento de Frutas e Hortaliças**. Embrapa Informação Tecnológica, Brasília, DF, Brasil, 274-275 p, 2002.

CORTEZ, L. A. B.; CASTRO, L. R.; VIGNEAULT, C. Método de resfriamento rápido por ar: métodos da câmara frigorífica e do ar forçado. In: CORTEZ, L. A. B.; HONÓRIO, S. L.; MORETTI, C. L. Eds. **Resfriamento de Frutas e Hortaliças**. Embrapa Informação Tecnológica, Brasília, DF, Brasil, p. 241, 2002.

DEELL, J. R.; VIGNEAULT, C.; LEMERRE, S. Water temperature for hydrocooling field cucumbers in relation to chilling injury during storage. **Postharvest Biology and Technology**. 18(1), p. 27–32, 2000.

DEELL, J. R.; VIGNEAULT, C.; FAVRE, F.; RENNIE, T.; KHANIZADEH, S. Vacuum cooling and storage temperature influence the quality of stored mung bean sprouts. **HortScience**. 35(5): p. 89–893, 2000.

GOYETTE, F.; VIGNEAULT, C.; PANNETON, B; RAGHAVAN, G. S. V. Method to evaluate the average temperature at the surface of a horticultural crop. **Canadian Agricultural Engineering**. Winnipeg, v. 38, n. 4, p. 291-295, 1996 (copia in: CASTRO, L. R. 2004).

IBGE. Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Produção Agrícola 2000**. Disponível em: <http://www.ibg.gov.br>>, acessado em julho 2004.

KADER, A. A. (ed). **Postharvest Technology of Horticultural Crops**, 3rd ed. Cooperative Extension University of California, Davis, CA, USA; Publication Nº 3311. p.535, 2002.

LEMAY, I.; ROGER, C.; ZANIN, S.; ROUSSEL, D.; BARRETTE, M.; HUI, C. K. P.; MARKARIAN, N. R.; VIGNEAULT, C. **Investigating the potential of vacuum cooling to improve the shelf-life of freshly cut vegetables**. Rapport de recherche présenté à : LISTER, F.G. & CO. Ltd. Toronto, Ontario. Centre de recherche et développement en Horticulture, Agriculture et Agroalimentaire Canada, St-Jean, Québec, Canada; p. 58, 2002.

MELO, M. F.; LUENGO, R. F. A.; MATOS, M. J. L. F.; TAVARES, S. A.; LANA, M. M. **Hortaliças, tomate**. Embrapa, Brasília, Brasil, 2004.

SARGENT S.A.; TALBOT M.T.; BRECHT J.K. **Evaluating precooling methods for vegetable packinghouse operations**. Florida Cooperative Extension Service. Institute of

Food and Agricultural Sciences. University of Florida, Gainesville, FL; 1991: Document No. SSVEC-47, 13 p.

SILVA F.; GOYETTE B.; BOURGEOIS G.; VIGNEAULT C. **Comparing forced air cooling and water cooling for apples.** International Journal of Food, Agriculture and Environment, v. 4 (3 & 4), p. 33–36, 2006.

THOMPSON, J. F. **Hydrocooling fresh market commodities.** Perishables Handling Newsletter. University of California, v. 84, p. 2–10, 1995.

VIGNEAULT, C. ; CHARLES, M. T. **Excès d'eau dans le mesclun: Volet I : Exploration d'une solution.** Rapport de recherche présenté à: Vert Nature, Inc. Sherrington. Centre de recherche et développement en Horticulture, Agriculture et Agroalimentaire Canada, St-Jean, Québec, Canada. 2004: p. 11. Trabalho não publicado.

VIGNEAULT, C. ; GOYETTE, B. Largeur des ouvertures au fond de contenants de plastique utilisés pour la manutention des produits horticoles frais. **Canadian Biosystems Engineering.** v. 44 (3): p.7–10, 2002.

5. CAPÍTULO V: OTIMIZAÇÃO DA BOMBA DE CALOR

RESUMO

Atualmente, tanto pela questão energética e ambiental, como pelos altos custos de produção, especial atenção deve ser dada ao aumento da eficiência no uso de energia nos sistemas produtivos, de modo a obter produtos de qualidade e preços competitivos, satisfazendo assim o mercado consumidor. Pouco conhecidas no Brasil, as bombas de calor são empregadas no aquecimento de residências e processos industriais em países mais desenvolvidos. São equipamentos muito eficientes, pois utilizam racionalmente a energia que as aciona, podendo gerar um efeito 3 a 5 vezes superior à energia utilizada, pois recupera-se calor de uma fonte térmica, como o ar ou a água, fazendo pouco uso de trabalho mecânico (CORTEZ & NEVES FILHO, 1996). Devido a esta característica, as bombas de calor podem ser empregadas para produzir dois efeitos térmicos simultaneamente, ou seja, resfriar um fluido, ar ou água, enquanto aquece outro. Encontrando assim, várias aplicações na agricultura e na agroindústria, devido aos processos de tratamento pós-colheita para conservação dos produtos. Um exemplo é a aplicação de bombas de calor em fazendas leiteiras, onde, conforme demonstrado por JORDAN (2005), pode-se resfriar o leite a 4° C ao mesmo tempo em que se aquece água a 60° C para uso nas rotinas de limpeza de tanques e utensílios de ordenha, com potencial de economia de até 70%. No caso do tratamento pós-colheita do tomate, uma bomba de calor pode ser empregada para produzir água gelada para resfriamento e conservação dos frutos que serão comercializados, enquanto que, a água quente gerada, pode ser utilizada num sistema de secagem a baixa temperatura (numa faixa de 45 a 65 °C), aproveitando o excedente de safra ou frutos já muito maduros para produção de tomate seco, o que, além de evitar o desperdício, permite agregar valor ao produto. Visando a redução de consumo de energia elétrica no processamento de hortaliças foi desenvolvido o sistema de bomba de calor água/água em cascata que permite a produção de água gelada através do ciclo de baixa pressão do sistema para o resfriamento pelo método de aspersão alicado aos tomates em estado de maturação verde maduro, atingindo temperaturas no produto que permitam a sua estocagem ou transporte refrigerado aos mercados para a sua comercialização, e por outro lado a produção de calor a alta temperatura através do ciclo de alta pressão para a secagem em secador de bandejas dos tomates em estado de maturação maduro ou vermelho e permitam a

estocagem por períodos de tempo mais prolongado até chegar ao consumidor nas condições apropriadas.

Neste estudo encontrou-se que o melhor coeficiente de performance COP foi quando o sistema opera com R22 no primeiro circuito (ciclo de baixa pressão) para produção de água gelada até temperatura de 2 °C., e com R600 no segundo circuito (ciclo de alta pressão) para produção de água quente até temperatura de 76,6 °C em um tempo de apenas de 4 horas e 25 minutos, comparados quando os ensaios foram realizados utilizando o R22 no primeiro circuito, o MP39 e R600a no segundo circuito. Os valores encontrados de coeficiente de performance estão dentro dos limites aceitáveis quando comparados com valores encontrados na literatura.

Palavras chave: Bomba de calor, sistema em cascata, fluidos refrigerantes, coeficiente de performance.

ABSTRACT

Currently, both the energy and environmental issue, and the high costs of production, special attention should be given to increasing the efficiency in using energy in production systems in order to obtain quality products and competitive prices, thus satisfying the consumer market. Little known in Brazil, the heat pumps are used for heating of homes and industrial processes in most developed countries. Equipment are very efficient, as rational use of energy that triggers and can generate an effect from 3 to 5 times greater than the energy used, as it recovers heat from a heat source, such as air or water, making little use of mechanical work (CORTEZ & NEVES FILHO, 1996). Due to this characteristic, the heat pumps can be used to produce two effects simultaneously heat, or cool a fluid, air or water, while heating another. Finding so many applications in agriculture and agribusiness, due to the processes of post-harvest treatment for preservation of products. A Brazilian example is the use of heat pumps in dairy farms, where, as shown by JORDAN (2005), one can cool the milk to 4 °C at the same time that water is heated to 60 °C for use in routine cleaning tanks and equipment for milking, with potential savings of up to 70%. In the case of post-harvest treatment of tomatoes, a heat pump can be used to produce cold water for cooling of the fruits to be sold, while the hot water generated can be used in a drying system at low temperature (about 45 to 65 °C), taking advantage of the surplus crop or fruit already very mature for marketing for the production of dried tomatoes, which, in addition to avoid the waste, it adds value to the product. The context of this study was with respect to minimizing of losses and the increase of the quality required by the consumer, and aiming at the reduction of consumption of energy in the horticultural processing. An in-cascade heat pump was developed to allow production of cool water through the low pressure cycle of the system for the aspersion cooling method applied to mature green tomato fruits to their storage and transportation temperature. On the other hand the heat produced at high temperature through the high-pressure cycle was used for drying mature tomato fruits to allow storage for long periods and reaching the consumer with required conditions.

In this study we found that the best coefficient of performance COP was when the system operates with R22 in the first circuit (cycle of low pressure) for the production of ice water until a temperature of 2 °C., and R600 in the second circuit (cycle high pressure) to

produce hot water up to temperature of 76.6°C in a time of 4 hours and only for 25 minutes, compared when the tests were performed using the R22 in the first circuit, the MP39 and R600a in the second circuit. The values found for coefficient of performance are within acceptable limits when compared with values found in literature.

Key words: Heat pump, cascade system, refrigerants, coefficient of performance.

5.1. INTRODUÇÃO

Tendo em vista o cenário atual, tanto do ponto de vista ambiental relacionado à questão energética que envolve a redução do uso de combustíveis fósseis, como pela questão da fome, seja ela causada tanto pela escassez como pela elevação dos preços dos alimentos, nunca foi tão importante racionalizar o uso de energia e maximizar a produção de alimentos, reduzindo as perdas, o que envolve a melhoria de técnicas e processos. Isto implica em oferecer ao consumidor, um produto de preço mais acessível com uma melhor qualidade.

Mas, a tendência é cada vez mais aumentar a demanda por alimentos, tendo em vista as mudanças ocorridas no cenário mundial, como abertura de mercados, a melhoria da qualidade de vida e elevação de renda de algumas populações, como no caso da China. Também, o aumento da expectativa de vida. Em consequência disto, a demanda por energia também aumentará, elevando seu preço e os custos de produção onde se faz necessário o seu emprego.

Busca-se então, a redução no uso de energia e a substituição de combustíveis fósseis por fontes alternativas, assim como resolver o problema mundial de suprimento de alimentos, sendo este último afetado significativamente pelas perdas pós-colheita, que fazem reduzir a oferta e a qualidade, ao mesmo tempo em que são responsáveis pela elevação dos preços. No Brasil, em algumas culturas, estas perdas chegam a 40%.

Neste contexto, se encontram as bombas de calor, equipamentos muito eficientes, já bem difundidos em países mais desenvolvidos, onde são utilizados em processos de aquecimento, tanto em nível residencial como industrial.

A bomba de calor é um equipamento que funciona segundo o mesmo princípio de um sistema de refrigeração: retira calor de um reservatório térmico (fonte fria) e transfere este calor para um meio a ser aquecido (fonte quente). Assim, um equipamento frigorífico é, ao mesmo tempo, uma bomba de calor.

Conforme esta definição, todo equipamento de refrigeração, incluindo condicionadores de ar e chillers com ciclos de refrigeração, são bombas de calor. Na engenharia, porém, o termo bomba de calor é geralmente reservado para equipamentos que tenham como propósito o aquecimento, em lugar de somente remover calor para resfriamento. Dentro desta terminologia, existem bombas de calor que operam de modo variado: provendo

alternadamente aquecimento ou resfriamento, somente recuperação de calor para aquecimento, ou aquecimento e resfriamento simultâneo.

As fontes de calor incluem o solo, águas subterrâneas, águas superficiais, águas residuais e de processos, energia solar e o ar. A seleção da fonte de calor para uma aplicação é principalmente influenciada pela localização geográfica, condições climáticas, custo inicial, disponibilidade e tipo de estrutura.

Equipamentos energeticamente muito eficientes, pois utilizam racionalmente a energia elétrica que as aciona, as bombas de calor apresentam amplas possibilidades de aplicação econômica, importante no momento atual, tendo em vista os fatos apresentados, relacionados a questão energética e de suprimento de alimentos.

A agroindústria apresenta um grande potencial para uso de bombas de calor, haja vista a importância dos tratamentos térmicos após a colheita para a conservação dos alimentos, destacando-se os efeitos benéficos do resfriamento na redução da atividade respiratória e da desidratação na retirada de água, possibilitando retardar a maturação e deterioração.

No caso da cadeia produtiva do tomate, uma bomba de calor pode ser empregada para geração de água quente para uso em um sistema de secagem, visando o aproveitamento do excedente de safra ou frutos muito maduros para comercialização. Com isto, além de reduzir perdas, tem-se agregação de valor com a produção de tomate seco, que além de possuir um tempo de vida muito superior ao tomate in-natura, dispensa a utilização de “frio” para sua conservação, o que reduz custos de estocagem.

O rejeito térmico da condensação dos sistemas de refrigeração utilizados para o resfriamento rápido dos tomates após a colheita, apresenta-se como uma boa fonte de calor para uma bomba de calor. Assim, operando com uma temperatura de evaporação mais elevada, é possível atingir temperaturas de aquecimento também mais elevadas, com um trabalho relativamente menor, quando comparada a uma condição na qual a bomba de calor viesse a operar com uma temperatura de evaporação correspondente a condição de resfriamento do tomate. Pode-se obter como outra vantagem deste arranjo, uma melhoria na condensação do sistema de resfriamento rápido e, conseqüentemente, do seu coeficiente de desempenho.

No entanto, o rendimento da bomba de calor será afetado pelo fluido refrigerante utilizado. A escolha do fluido refrigerante deve levar em consideração o tipo de aplicação

(baixa ou alta pressão) correspondente às condições de operação (temperaturas de evaporação e condensação). É esperado do fluido refrigerante a retirada da maior quantidade possível de calor por massa de refrigerante deslocado, o que implica em menor trabalho de compressão e conseqüentemente menor consumo de energia. Características ambientais apropriadas também são importantes, como as que atendam ao Tratado de Montreal, no que diz respeito à questão de efeito estufa e degradação da camada de ozônio.

5.1.1. Bombas de calor

Pela definição da ASRHAE (1996) uma bomba de calor é um equipamento que retira calor de uma fonte a baixa temperatura e transfere este calor para uma fonte ou depósito, a uma temperatura superior. A Figura 5.1 mostra de forma simplificada, o funcionamento de uma bomba de calor.

Os processos de retirada e rejeição de calor ocorrem em função da evaporação e condensação de um fluido refrigerante. O compressor tem a função de promover a circulação do fluido refrigerante pelos componentes na bomba de calor e, também, criar uma baixa pressão no evaporador, promovendo a evaporação do fluido refrigerante e a retirada de calor e, uma elevação de pressão no condensador, para que ocorra a rejeição de calor e a condensação do fluido refrigerante. Após sair do condensador já no estado líquido o fluido refrigerante passa pela válvula de expansão, que tem por objetivo reduzir a sua pressão para a condição de evaporação, fechando assim o ciclo.

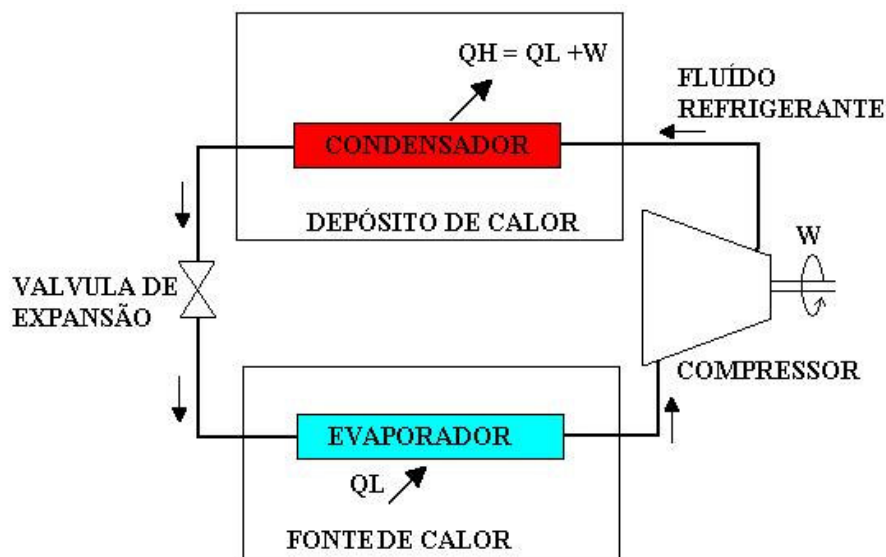


Figura 5.1: Esquema simplificado de funcionamento de uma bomba de calor.

O consumo de energia da bomba de calor se dá no compressor, pelo trabalho de compressão do fluido refrigerante, sendo este maior quanto maior a diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação. O calor “gerado” pela bomba de calor, que é o calor cedido no condensador, conforme demonstrado na Figura 5.1, é a soma do trabalho de compressão mais o calor retirado no evaporador da fonte à baixa temperatura. Daí o diferencial da bomba de calor perante outras tecnologias de aquecimento, como por exemplo, as resistências elétricas, onde a energia elétrica é convertida diretamente em calor.

Pela definição da ASRHAE (1996), todo sistema de refrigeração é também uma bomba de calor, por operar sob o mesmo princípio. No entanto, a designação se um determinado equipamento frigorífico é uma bomba de calor ou equipamento de refrigeração é conceitual, e vai depender da aplicação. Caso o efeito útil seja a retirada de calor para resfriamento, a designação aplicada é de um equipamento de refrigeração. Se o efeito útil for apenas o aquecimento ou, o aquecimento e resfriamento, tanto variado como simultâneo, o equipamento em questão trata-se de uma bomba de calor.

No caso das bombas de calor, ao contrário de outros equipamentos, não se emprega uma eficiência percentual para avaliar seu rendimento, devido também ao elevado valor, sempre maior que a unidade. Pois, a medida de eficiência como é empregada, considera o rendimento de uma transformação, o que é aceitável quando se converte uma forma de energia

em outra, como eletricidade em calor. Sendo de uma fonte externa a maior parte do calor rejeitado pelas bombas de calor, atribuiu-se uma relação conhecida como COP (coeficiente de desempenho) para avaliar seu rendimento. O COP é a razão entre o calor “gerado” e o trabalho gasto pela bomba de calor. A Figura 5.2 exemplifica esta relação para uma bomba de calor hipotética. São empregadas as mesmas unidades para o trabalho e para o calor.

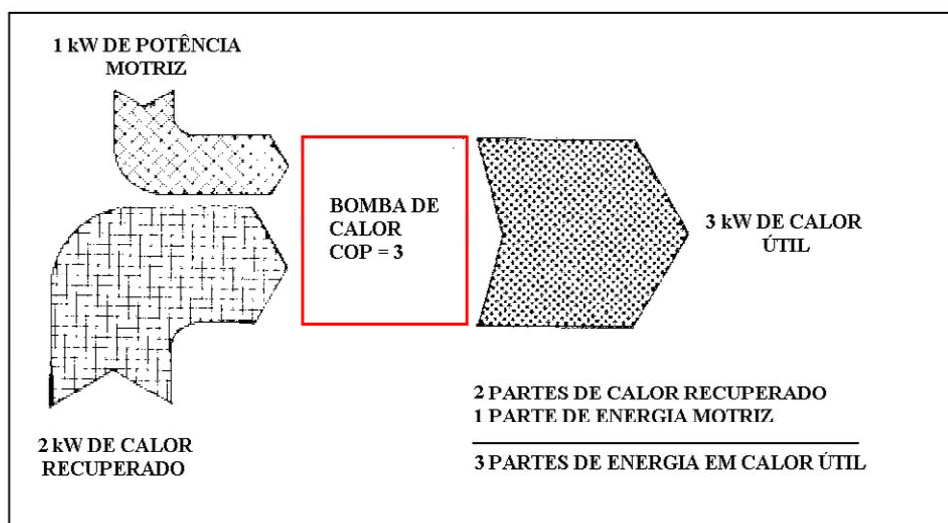


Figura 5.2: Determinação do coeficiente de desempenho (COP) de uma bomba de calor.

CORTEZ & NEVES FILHO (1996) definiram as bombas de calor como sendo equipamentos muito eficientes por utilizarem racionalmente a energia de acionamento, podendo-se obter valores de COP da ordem de 3 a 5. Segundo estes autores, apesar de pouco conhecidas no Brasil, as bombas de calor são empregadas no aquecimento de residências e processos industriais em países mais desenvolvidos.

Segundo BERNIER (1981) as bombas de calor não se tratam de uma tecnologia recente. O conceito de utilização do “efeito quente” produzido em sistemas de refrigeração teve início em 1852 com William Thompson (Lord Kelvin), a quem é creditada a invenção. No entanto as primeiras utilizações comerciais de bombas de calor datam do início do século XX. Hoje, no mundo, existem muitos tipos e aplicações já conhecidas e comercialmente bem estabelecidas.

Aplicações de bombas de calor

As possíveis aplicações de bomba de calor são numerosas. LAZZARIN (1995) apresenta *lay-outs* de montagens em cultura de peixe (salmão); sistemas de condicionamento, calefação e resfriamento em processos industriais; em plantas de tratamento de efluentes; em plantas de destilação; em indústrias metalúrgicas; em plantas de incineração; dentre outras. As bombas de calor ganharam espaço na indústria devido ao maior desenvolvimento da tecnologia nos últimos tempos. No caso da Europa, há predominância da aplicação de bombas de calor na indústria de alimentos (mais de 50% somente em indústrias de processamentos de alimentos e laticínios), seguido da agricultura, papel e celulose, refinarias e químicas, cervejarias, têxteis, plásticas e outros usos.

No caso do uso industrial, bombas de calor a altas temperaturas (100 °C) são mais atrativas, mas existem muitas aplicações com temperaturas de operação similares a sistemas de ar condicionado (40-50 °C) (LAZZARIN, 1994).

BERNIE (1981) apresenta em seu livro sobre bombas de calor, as mais diversas aplicações da tecnologia, nos mais diversos setores da economia, abordando os aspectos teóricos, práticos e técnicos da cada aplicação.

Segundo BOUMA (2002), nos Estados Unidos até o ano de 2001 existiam cerca de 1,4 milhões de bombas de calor instaladas em residências e prédios comerciais, sendo que no ano de 1999 foram vendidas aproximadamente 50.000 unidades. No Canadá, foram instaladas na década de 90 aproximadamente 30.000 bombas de calor, cerca de 20% destas, em setores comerciais e institucionais, principalmente em escolas. No Japão, estima-se que haja aproximadamente 5 milhões de unidades. Estima-se cerca de 5,58 milhões de unidades instaladas na China, com um potencial crescente de mercado, tendo em vista a existência de aproximadamente 800 milhões de m² com residências e prédios comerciais e institucionais que necessitam de aquecimento e refrigeração. Na Europa até 2001, os números são de 4,5 milhões de unidades instaladas em residências e 1,5 milhões em prédios comerciais, excluindo a Europa Oriental. Na Europa, os países mais representativos em números de bombas de calor instaladas, são Espanha, Suécia e França, com 500.000, 36.000 e 15.000, respectivamente. Sendo que os quatro países que mais venderam unidades em 2001, foram Suécia, Áustria, Alemanha e Suíça, com 27.000, 4.800, 3.600 e 2.800, respectivamente.

Outro exemplo de aplicação é na aqüicultura, citada por BAIRD *et al.* (1993) como uma atividade importante na Flórida, responsável pela produção de peixes ornamentais, bagres, jacarés, ostras e outras espécies aquáticas. Neste tipo de atividade é preciso um controle rígido de temperatura nos tanques durante o período de reprodução, onde é necessária uma grande quantidade de água a uma temperatura em torno de 27 °C. Neste contexto, a tecnologia de bomba de calor é ideal, por utilizar de modo eficiente a energia elétrica para geração de “calor” e “frio”. No período do verão, é utilizada a fonte fria (evaporador) para o condicionamento do ambiente através de dutos, substituindo os aparelhos convencionais (ar condicionado), e a fonte quente para aquecimento da água. Já no período de inverno, utiliza-se a bomba de calor com o único objetivo de aquecer a água dos tanques, sendo que o evaporador trabalha retirando calor do ambiente externo. A Figura 5.3 ilustra um esquema simplificado de operação.

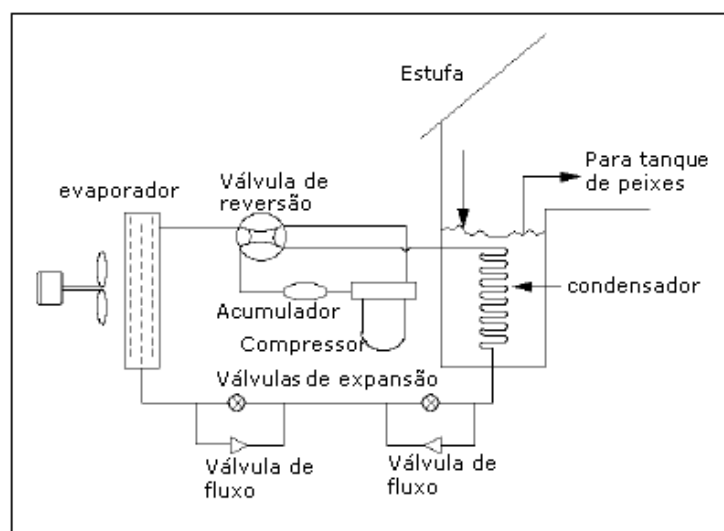


Figura 5.3: Sistema de bomba de calor utilizada para aquecimento e refrigeração na Aqüicultura [Fonte: BAIRD et al., 1993].

ALMIN (1980) citado por ARAÚJO e ROCHA (1990), analisou o funcionamento de uma bomba de calor de um estágio empregada em um laticínio. O sistema utilizava como refrigerante R114. Para cada 1 kW absorvido no compressor, a bomba de calor fornecia 1,95 kW de potência frigorífica e 2,85 kW de potência calorífica.

Ainda segundo ARAÚJO e ROCHA (1990), diversos autores descreveram sistemas de bomba de calor aplicados em laticínios. Dentre as diversas citações, foram obtidos valores de coeficiente de desempenho acima de 3. O tempo de retorno do investimento, foi citado por alguns autores, como sendo de 2 anos, porém sendo verificado em alguns casos 4 a 5 anos. Sob o ponto de vista de consumo energético, a faixa de economia de energia nos sistemas variou entre 13% e 45%.

Especificamente sobre a geração simultânea de “frio” e “calor”, GOSS, HYMAN E CORBETT (1998) apresentam um sistema integrado de aquecimento e resfriamento com bombas de calor instalado na Universidade do Estado da Califórnia, promovendo condicionamento e calefação dos ambientes. O uso deste sistema alternativo propiciou uma economia anual de \$ 1.589.490, com um custo adicional (quando comparado à tecnologia convencional) de \$1.200.000, resultando assim um payback de menos de um ano.

GHOSH, DEVOTTA E PATWARDHAN (1987), apresentam um trabalho sob a economia de sistemas de bombas de calor para geração simultânea de “frio” e “calor”. Com o uso de um modelo matemático, os autores concluíram que, para as condições estabelecidas, em comparação ao custo do vapor e da energia elétrica na Índia, sistemas operando com bombas de calor com gerações simultâneas apresentam tempos de retorno inferiores ao 1,5 anos.

No Brasil alguns trabalhos já demonstraram a potencialidade da bomba de calor em processos de aquecimento de água e ambiente. Como exemplo, pode-se citar o trabalho realizado pela CESP - Companhia Energética de São Paulo (1979), para a substituição em hotéis e residências de sistemas de aquecimento a GLP (gás liquefeito de petróleo) por bombas de calor onde verificou-se um potencial de redução de 50% no custo para aquecimento de água.

Outras experiências demonstraram o potencial para recuperação de calor com bombas de calor montadas a partir de sistemas de refrigeração existentes. Em dois trabalhos realizados em abatedouros de frangos (Soberbo e Cotia), CORTEZ & HALÁSZ (1979) e VILARINHO & HALÁSZ (1980), concluiu-se que com um investimento relativamente baixo, poderia se utilizar economicamente o calor de superaquecimento dos sistemas de refrigeração para pré-aquecimento de água para escaldamento de frangos e outras aves.

Para a aplicação em laticínios, CORTEZ & NEVES FILHO (1996), concluíram que para um investimento relativamente baixo (da ordem de 20% do equipamento instalado), tem-se uma bomba de calor a partir de um sistema de refrigeração. Segundo os autores, esse investimento depende fortemente da quantidade de leite produzida e do preço da energia elétrica, com o tempo de retorno variando entre 2 a 3 anos.

A respeito da geração simultânea de “frio” e “calor”, JORDAN (2005) desenvolveu um protótipo de uma bomba de calor água-água acionada a biogás para resfriamento de leite e aquecimento de água de limpeza em fazendas leiteiras. Neste trabalho foi avaliado o desempenho econômico da bomba de calor comparada a um aquecedor elétrico e um sistema de refrigeração necessários para gerar o mesmo efeito térmico produzido pela bomba de calor. Foram constatados valores de economia da ordem de 70% e 92%, quando acionamento da bomba de calor foi realizado com energia elétrica e biogás, respectivamente. A bomba de calor operava resfriando leite a 5 °C e aquecendo água a 60 °C. O compressor utilizado era aberto alternativo e o fluido refrigerante era R22. Com banco de gelo, o COP médio da bomba de calor quando acionada com energia elétrica foi de 1,80 para resfriamento e 2,37 para aquecimento.

BALDASSIN *et al.* (2006), em um estudo técnico econômico sobre a adaptação de sistemas de refrigeração de leite existentes em fazendas leiteiras para operação como bomba de calor visando o aquecimento de água a 60 °C para utilização na limpeza das instalações e utensílios, constatou que o potencial global de economia de energia elétrica no processo produtivo de leite cru resfriado pode alcançar valores da ordem de 30% com o tempo de retorno do investimento ocorrendo entre 1 e 2 anos.

Em outro estudo realizado por BALDASSIN *et al.* (2007) ficou demonstrada a viabilidade da utilização de bombas de calor ar-água no aquecimento de piscinas em substituição ao aquecimento via óleo diesel. Segundo demonstrado neste trabalho a economia média obtida em relação ao diesel foi da ordem de 35% e o tempo máximo de retorno do investimento, considerando somente o investimento na aquisição e instalação da bomba de calor e a economia mensal gerada, foi da ordem de 2,7 anos.

Com uma participação pouco significativa no Brasil, as bombas de calor, hoje, estão restritas somente ao uso no aquecimento de piscinas. Porém, já existem trabalhos realizados e outros em início voltados ao desenvolvimento de aplicações de bombas de calor inseridas a

diversos processos produtivos. Nos novos desenvolvimentos, as bombas de calor estão sendo projetadas para aquecer água até 80 °C contra os 32 °C das bombas de calor convencionais aplicadas no aquecimento de piscinas.

5.1.2. Fluido refrigerante

A escolha do fluido refrigerante adequado às condições de operação é importante para um bom desempenho da bomba de calor. Existe uma gama de fluídos refrigerantes, sendo alguns mais apropriados para operação com baixas temperaturas de evaporação (abaixo de 0 °C), e outros mais apropriados para operação em temperaturas de evaporação mais elevadas (acima de 0 °C).

Segundo NEVES FILHO (2002) se entende por fluido refrigerante qualquer substância que evapore a uma temperatura relativamente baixa como é tratado no Capítulo II.

Ainda segundo NEVES FILHO (2002), o fluido refrigerante deve possuir alta capacidade de retirada de calor por massa deslocada no circuito frigorífico, além de apresentar para a temperatura de evaporação necessária uma pressão mais alta o possível e, para a temperatura de condensação, uma pressão suficientemente baixa.

Tendo em vista o fato de que o trabalho de compressão é influenciado diretamente pela diferença entre as pressões de condensação e evaporação (alta e baixa pressões), quanto menor for esta diferença, menor será o trabalho de compressão, mais elevado será o COP e, conseqüentemente, consumirá menos energia.

Características ambientais apropriadas também são exigidas nos fluídos refrigerantes. Levando-se em consideração os problemas ambientais da atualidade, foram criados dois índices, o primeiro referente ao potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) e, o segundo, referente ao potencial de geração de efeito estufa (GWP). O ODP considera o efeito direto causado pela presença do fluido refrigerante na camada de ozônio. O GWP considera um efeito direto pela presença do composto na atmosfera, e outro indireto, pela quantidade de combustível fóssil que teoricamente é queimado para gerar energia necessária ao acionamento do sistema de refrigeração que utiliza o refrigerante, emitindo CO₂ para a atmosfera, agravando o efeito estufa (JABARDO, 2001).

Com o Protocolo de Montreal, assinado em 1987, iniciou-se a retirada do mercado os fluidos refrigerantes conhecidos como CFC's (Clorofluorcarbonos), apontados como responsáveis pela degradação da camada de ozônio por possuírem cloro em sua formulação que, devido a grande estabilidade destas substâncias, é carregado até a estratosfera, atingindo a camada de ozônio. Fluidos refrigerantes como o R11 (Triclorofluormetano) e o R12 (Diclorodifluormetano) serão produzidos por um tempo limitado, para suprir instalações existentes até o sucateamento ou o vencimento do prazo para retirada do mercado. Instalações frigoríficas novas que utilizem estes fluídos estão proibidas nos países que fizeram adesão ao protocolo.

Durante o 37º encontro do comitê executivo do fundo multilateral para a implementação do Protocolo de Montreal, em julho de 2002, um total de US\$ 26,7 milhões em investimentos foram, em princípio, aprovados para a implantação de um plano nacional brasileiro de eliminação do CFC (TEIXEIRA e PIMENTA, 2004). Este plano também conhecido internacionalmente nos comitês executivos das Nações Unidas por “National CFC Phase-out Plan”, inclui todos os clorofluorcarbonos: R11, R12, R113, R114 e R115 para ser eliminados. O Plano inicial apresentado em 2002 para o secretariado do fundo multilateral (“Meeting of the Executive Committee of the Multilateral Fund for the Implementation of the Montreal Protocol”) previa a eliminação destes CFC's até primeiro de janeiro de 2007. Contudo, a data foi revista para primeiro de janeiro de 2010.

Em função destes quesitos, os halogenados, como o R134a, R22, R404, assim como a amônia (R717), são bastante empregados, como recomendado pelo Protocolo de Montreal. O refrigerante R134a é tido como uma opção para a substituição do R12. No entanto, este refrigerante alternativo exige cuidados especiais na instalação, limpeza e evacuação do sistema, além do emprego de um óleo específico, bastante sensível à umidade NEVES FILHO (2002).

Como opção para a substituição do R12 em instalações existentes, o chamado “retrofit”, sem a necessidade de grandes mudanças como a substituição do óleo do compressor, tem-se como opção o R401A, comercializado no Brasil pela empresa DuPont com o nome comercial de MP39. Este fluído refrigerante pode ser utilizado em uma gama de equipamentos frigoríficos destinados a refrigeração comercial.

A amônia é um fluido refrigerante largamente empregado em grandes instalações frigoríficas, pelo baixo custo e pela sua eficiência. Possui índices de ODP e GWP nulos. Porém, tem seu uso limitado em locais com alta concentração de pessoas, devido a sua toxicidade em caso de vazamento. As instalações com amônia requerem operadores qualificados, daí a não aplicação em pequenas instalações, devido ao custo operacional.

Os refrigerantes R134a e R22 são mais empregados em pequenas instalações e equipamentos de refrigeração como geladeiras, aparelhos de ar condicionado, resfriadores de leite e pequenas câmaras frias.

Hidroclorofluorcarbonos (HCFC's) da forma do R22 causam menos danos à camada de ozônio. Contudo, estes ainda contêm cloro em sua molécula, que ao ser liberada na estratosfera interfere nas ligações químicas do ozônio (TEIXEIRA e PIMENTA, 2004). O R22 é conhecido por Monoclorodifluormetano e possui um cloro em sua formulação. Existe uma previsão para sua retirada do mercado a partir de 2030.

Segundo TEIXEIRA e PIMENTA (2004) o uso de fluidos refrigerantes naturais tem atraído renovado interesse durante a última década em virtude do seu potencial como substitutos efetivos dos CFC's, propiciando vantagens ambientais como um valor nulo para o ODP e valores desprezíveis para o GWP. Entre as alternativas de refrigerantes naturais, hidrocarbonetos, como misturas de gases propano e butano (gás liquefeito de petróleo – GLP) têm sido consideradas, em virtude de suas propriedades termodinâmicas e de transporte favoráveis, melhorando o desempenho do ciclo de refrigeração. Tais aspectos têm estimulado o uso de hidrocarbonetos em refrigeradores domésticos, climatização automotiva, sistemas comerciais e industriais. As principais economias mundiais dispõem atualmente de normas para uso de hidrocarbonetos em sistemas de refrigeração, bem como comercializam equipamentos domésticos de refrigeração com estes fluidos. No Brasil, por outro lado, pouco ou nada tem sido feito em relação à investigação de fluidos refrigerantes alternativos como os hidrocarbonetos.

De acordo com LORENTZEN (1995) citado por PIMENTA e TEIXEIRA (2004), praticamente todas as necessidades dos sistemas de refrigeração convencionais e bombas de calor são atendidas por três refrigerantes naturais abundantemente disponíveis: amônia, dióxido de carbono e hidrocarbonetos e suas misturas.

Apesar de alguns trabalhos técnicos apresentarem os benefícios do uso de hidrocarbonetos na refrigeração, uma vez que a capacidade frigorífica por unidade de massa do R-600a e da mistura R290/R600a serem compatíveis e até superiores às capacidades dos fluídos R12, R22 e R134a, e também que, os trabalhos de compressão por unidade de massa dos hidrocarbonetos são inferiores aos dos gases convencionalmente empregados, logo os coeficientes de desempenhos são superiores, bem como, estes são menos agressivos ao meio ambiente (TEIXEIRA e PIMENTA, 2004), (PIMENTA e TEIXEIRA, 2004), (PIMENTA *et al*, 2006), é facilmente verificado que, para um mesmo compressor (mesmo deslocamento de volume) o uso de hidrocarbonetos como fluído refrigerante promove a redução na capacidade frigorífica do sistema. Isto é justificado, uma vez que os hidrocarbonetos apresentam alto volume específico, logo, baixa densidade, quando comparados ao R22, R134a e R12, ou seja, para um mesmo deslocamento volumétrico, desloca-se menos massa de fluídos do tipo hidrocarbonetos, reduzindo assim a capacidade frigorífica do sistema, apesar de consumir menos energia na compressão e trabalhar com coeficientes de desempenhos superiores.

Na Tabela 5.1 são apresentados valores de volumes específicos do vapor para os fluídos R22, R12, R134a, R600a e R290, para temperaturas variando entre -10 °C e 60 °C, segundo dados da ASHRAE (2005).

A massa de refrigerante deslocada pelo compressor pode ser determinada pela Equação 5.1 sendo a razão entre o volume deslocado pelo compressor já considerado a eficiência volumétrica e o volume específico do fluído refrigerante na sucção do compressor, quanto maior o volume específico menor será a massa deslocada e, em conseqüência, menor será a capacidade frigorífica.

Tomando como exemplo dados da Tabela 5.1, para o R22 e o R290 na condição de -10 °C e, considerando um compressor com um deslocamento volumétrico de 1 m³/s, a massa de R22 deslocada por este compressor será de 15,31 kg/s, enquanto, para o R290, a massa deslocada será de 7,63, praticamente a metade.

Tabela 5.1: Valores de volumes específicos do vapor de diversos fluídos refrigerantes.

Fluídos	Volume específico do vapor [m ³ /kg]							
	-10°C	0°C	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C
R22	0,0653	0,0471	0,0347	0,0260	0,0197	0,0151	0,0116	0,0090
R12	0,0774	0,0560	0,0414	0,0311	0,0238	0,0184	0,0143	0,0112
R134a	0,0996	0,0693	0,0494	0,0360	0,0266	0,0200	0,0151	0,0114
R290	0,1309	0,0965	0,0725	0,0552	0,0426	0,0331	0,0259	0,0202
R600a	0,2353	0,3329	0,1706	0,1264	0,0954	0,0732	0,0568	0,0446

$$\dot{m}(\text{kg} / \text{s}) = \frac{V_{\text{desl}}(\text{m}^3 / \text{s})}{v_e(\text{m}^3 / \text{kg})} \quad (5.1)$$

Para resolver tal questão, ou seja, obter a mesma capacidade frigorífica, no caso do uso de hidrocarbonetos como fluído refrigerante, deve-se aplicar compressores que apresentam maiores deslocamentos volumétricos. Este fato pode ser observado quando avaliados os dados técnicos dos compressores alternativos herméticos fabricados pela empresa Tecumseh. Tomando como referência um compressor para baixa pressão de evaporação, com capacidade frigorífica de 860 Btu/h, tem-se um compressor para operação com R12 com câmara de compressão com volume de 8,1 cm³ e um compressor para operação com R-600a com câmara de compressão com volume de 12,52 cm³, ou seja, o uso do R600a como fluído refrigerante demanda um aumento do volume da câmara de compressão da ordem de 55%. No que se refere à potência elétrica destes compressores para a geração de 860 Btu/h, o fabricante informa que o valor é de 252 kW e 251 kW para os compressores a R12 e R600a, respectivamente (TECUMSEH, 2007).

5.1.3. Objetivos

- Desenvolver o sistema de bomba de calor água/água em cascata;
- Testar diferentes tipos de fluidos refrigerantes para otimizar a operação do sistema;
- Estudar os parâmetros que afetam o desempenho do sistema para produção de água gelada e otimizar o processo sob aspectos energéticos;
- Estudar os parâmetros que afetam o desempenho do sistema para produção de água quente e otimizar o processo com base na energia;
- Estudar os parâmetros que afetam o desempenho de uma bomba de calor água/água em cascata para produção simultânea de água gelada e quente.
- Determinar o coeficiente de performance do sistema na produção de água gelada e água quente.

5.2 MATERIAIS E MÉTODOS

5.2.1 Descrição da bomba de calor

O sistema de bomba de calor água/água foi desenvolvido no Laboratório de Termodinâmica e Energia da Faculdade de Engenharia Agrícola da Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP na cidade de Campinas - SP. Apresenta-se, neste estudo, a concepção de um sistema em cascata com a combinação de dois ciclos de simples estágio aplicado a processos de produção de água gelada e água quente que seguidamente poderá ser utilizada para desidratação e resfriamento de hortaliças. O sistema desenvolvido opera com compressores abertos Bitzer modelo III e IV, acionados via motor elétrico, e é de termo- acumulação em banco de água gelada no primeiro circuito (resfriamento) e condensação no segundo circuito (desidratação). No primeiro ciclo (ciclo de baixa pressão), utilizou-se como fluido refrigerante o R22, operando à temperatura de evaporação de -5°C e temperatura de condensação de 40°C . No segundo ciclo (ciclo de alta pressão), utilizou-se no estudo como fluido refrigerante o MP39, R600 e R600a, para encontrar a melhor performance, operando às temperaturas de evaporação de 35°C e temperatura de condensação de 100°C . O sistema está apresentado na Figura 5.4.

Foram enfocados os principais aspectos envolvidos na concepção do sistema: segurança, enfoque ecológico, aspectos construtivos, conceito tecnológico, operação e manutenção, comparação com sistemas convencionais de secagem de alimentos (ROSSI, 1993; PACCO, 2003; PEÑA, 1999; KOHAYAKAWA, 2004) e resfriamento de tomates “Débora” verde maduro (PACCO *et al.*, 2005).

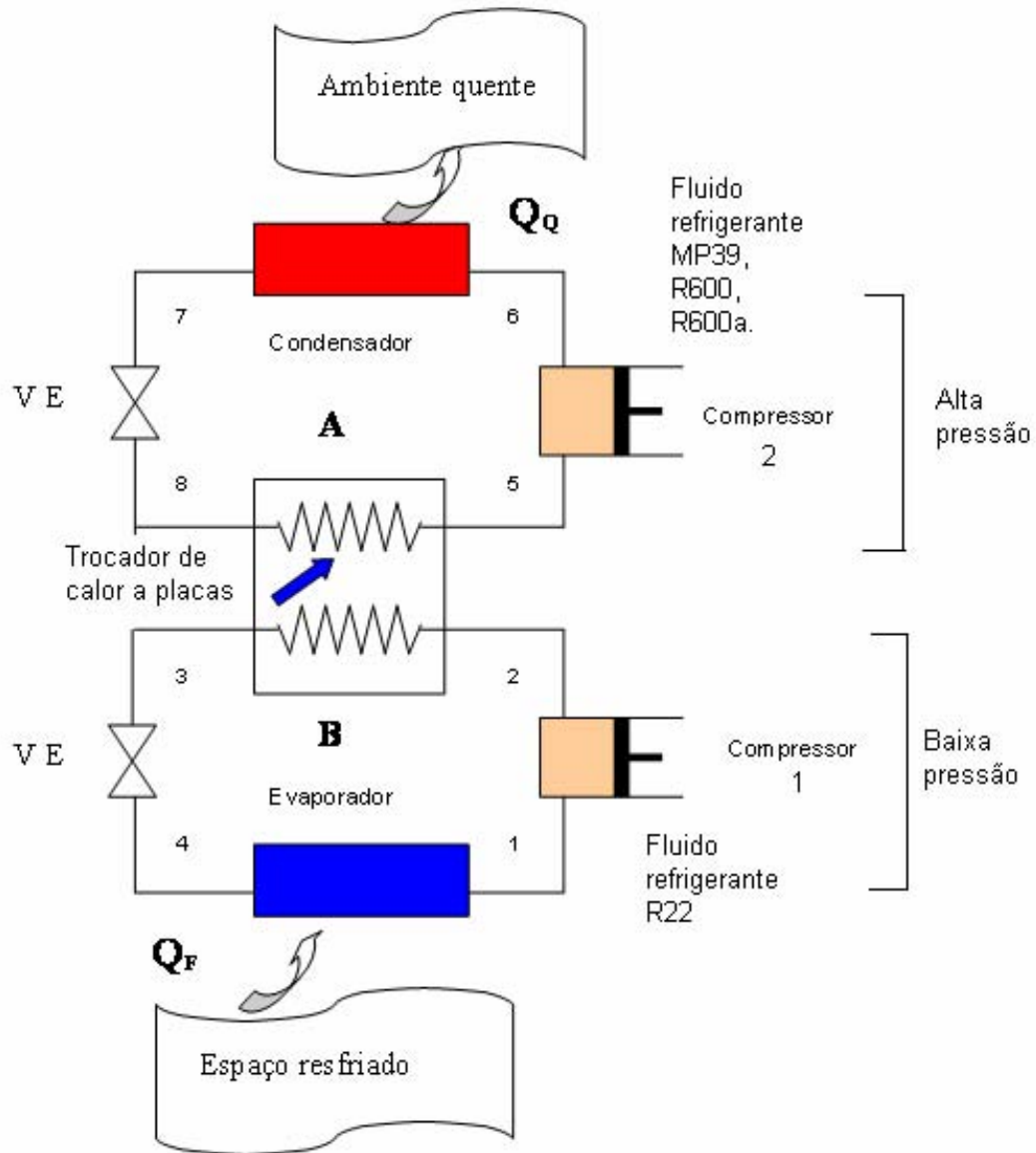


Figura 5.4: Sistema de bomba de calor em cascata

5.2.2 Dimensionamento do sistema em cascata:

5.2.2.1 Primeiro circuito (Lado de água gelada)

Compressor: Bitzer Modelo. III, aberto.

- Motor de acionamento : 3 HP, 1720rpm, 60Hz
- Fluido refrigerante : R-22

- Temperatura de evaporação : -5 °C
- Temperatura de condensação : 40 °C
- Válvula de expansão : Termostática marca Danfoss TEX2-1.0
- Q_o : 3570 kcal/h.

Trocador de calor a placas brasadas

- Marca : Alfa Laval
- Modelo : CB26-34M (H27.B21)F1, n. 11075824
- Volume : 0,80/0,85 l
- Pressão : 30 bar
- Temperatura operação: 225 °C máx.

Tanque reservatório de água gelada isolado

- Dimensões internas : 1,10 x 1,00 x 0,82 m
- Volume total : 900 litros

Bomba centrífuga

- Marca : KSB AMAZÔNIA
- Modelo : HIDROBLOC C1010 T
- Caudal : 50-250 l/min; H 20-9 m
- HP : 1; kW 0,75; Hz 60; rpm 3450; 220/380 V; 2,4 A.

Rotâmetro

- Marca : DIGIFLOW-38-35 10/91
- Modelo : K38-V
- Caudal : 5000 lph
- Fluido : Água
- Densidade : 1,0 g/cm³
- Pressão : 10 bar
- Tag. N° : 0304-03

O primeiro circuito

Este circuito é o ciclo de baixa pressão que opera com compressor aberto Bitzer modelo III, com fluido refrigerante R22 para cada um das operações de resfriamento.

É produzida água gelada através do banco de gelo por meio de uma serpentina construída com 56 m de comprimento de tubulação lisa de cobre 5/8 de polegada, como é apresentado na Figura 5.5, o qual foi instalado no tanque reservatório de água gelada, será utilizado para resfriamento de hortaliças mediante o sistema de aspersão tipo chuveiro.

O reservatório de água gelada para 900 litros está devidamente isolado com poliestireno expandido com 10 cm de espessura, a proteção exterior do reservatório é de madeira.

Devido a maior eficiência de troca de calor, e apresentando assim, tamanho e peso reduzidos, optou-se por utilizar na condensação neste primeiro circuito o trocador de calor do tipo a placas brasadas (4) como está indicado na Figura 5.6.

O fluido refrigerante sai do compressor (1) como vapor superaquecido, passa pelo separador de óleo (10), seguidamente passa através do trocador de placas (4) onde condensa-se a 40 °C (evaporador do segundo ciclo), segue para o tanque de líquido (11), passa pela válvula de expansão (12), onde o fluido refrigerante é expandido e entra à serpentina do evaporador retirando o calor da água contida no tanque reservatório (7), seguidamente o fluido sai do evaporador como vapor saturado a -5 °C, e entra no compressor pelo lado da sucção completando o ciclo de refrigeração (primeiro circuito).

O sistema de resfriamento de água opera com uma bomba centrífuga ligada que realiza a operação de recirculação no sistema com vazão de 3500 l/h medida com rotâmetro DIGIFLOW-38-35 10/91.



Figura 5.5: Evaporador de serpentina (primeiro circuito) para o sistema de resfriamento de água gelada.

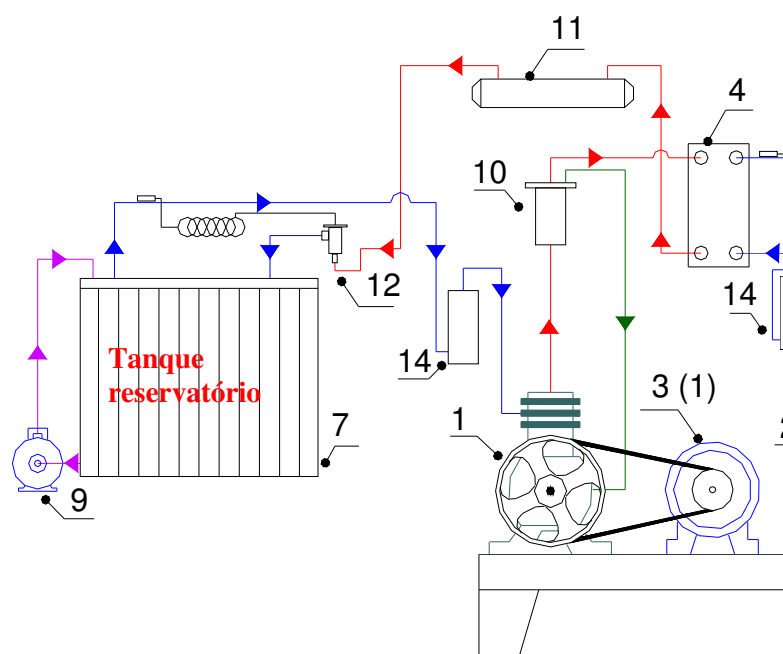


Figura 5.6: Esquema do primeiro circuito do sistema em cascata para resfriamento de água (os nomes de cada número desta figura encontram-se na Figura 5.9).

O sistema de resfriamento por água gelada por aspersão é de capacidade para duas caixas de plástico com dimensões de 350 x 550 x 310 mm com carga de 40 kg de hortaliças

por batelada, a vazão de água gelada utilizada foi de 6000 l/h controlada pelo rotâmetro anteriormente indicado. O tempo de resfriamento das hortaliças estará em função do tipo, dimensões, temperatura inicial e formato dos produtos, bem como da quantidade de água gelada, embalagem utilizada, entre outras características.

5.2.2.2 Segundo circuito (Lado de água quente)

Compressor: Bitzer, Modelo. IV, aberto

- Motor de acionamento : 5 HP, 1730 rpm. 60Hz.
- Fluido refrigerante/teste : MP39, R600 e R600a.
- Temperatura de evaporação : 35 °C
- Temperatura de condensação : 100 °C
- Válvula de expansão : Termostática marca Danfoss TEX2-1.5
- Q_o : 8875 kcal/h

Trocador de calor a placas brasadas

- Marca : Alfa Laval
- Modelo : CB27-34M (H27.B21)F1, n. 11075828
- Volume : 0,90/0,95 l
- Pressão : 40 bar
- Temperatura operação: 300 °C máx.

Tanque reservatório de água quente isolado

- Dimensões : altura = 0,62 m; diâmetro = 1,06 m.
- Volume : 500 litros

Bomba centrífuga

- Marca : TINA BRAS
- Modelo : QB-60;
- Caudal : 35 l/min; H máx 35 m
- HP : 0,5; kW 0,37; Hz 60; rpm 3450; 1100/220 V; 2,4 A.

Rotâmetro

Marca	: DIGIFLOW-38-35 10/91
Modelo	: K20-V
Caudal	: 1600 lph
Fluido	: Água
Densidade	: 1,0 g/cm ³
Pressão	: 10 bar

O segundo circuito

Este circuito é o ciclo de alta pressão como apresentá-se na Figura 5.7 que opera com compressor aberto Bitzer modelo IV (2). Neste circuito foram utilizados os fluidos refrigerantes como o MP39, R600 e R600a, com a finalidade de realizar ensaios para determinar a melhor performance na operação de produção de água quente no tanque reservatório (6) do sistema.

Foi realizada a operação de aquecimento de 450 litros de água no tanque reservatório instalado neste segundo circuito do sistema de bomba de calor. As operações de aquecimento utilizando cada um dos fluidos refrigerantes indicados anteriormente, foram ao acaso. O fluido refrigerante em teste sai do compressor com alta pressão como vapor super-aquecido, passa por um separador de óleo, seguidamente se condensa no condensador (5) (trocador de calor a placas), o fluido se condensa aproximadamente a 100 °C cedendo calor para a água que passa em contracorrente pelo trocador (%). O fluido refrigerante continua passando pelo tanque de líquido (11) e válvula de expansão (13) e se evapora no trocador de calor (4) que é o condensador do primeiro circuito, onde a temperatura de evaporação é 35°C, desde aqui o fluido ingressa ao compressor (2) como vapor saturado completando assim o segundo circuito.

A água que passa em contracorrente pelo trocador de calor a placas (5) é aquecida pelo calor do fluido refrigerante a alta temperatura e é transportado ao tanque reservatório (6) com o auxílio de uma bomba centrífuga a uma vazão de 1300 l/h medidos com rotâmetro DIGIFLOW com as características indicadas anteriormente.

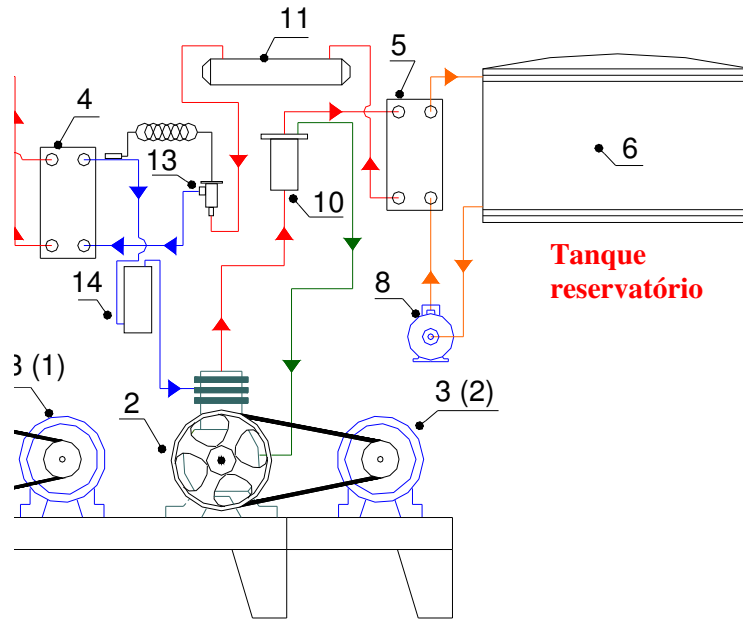


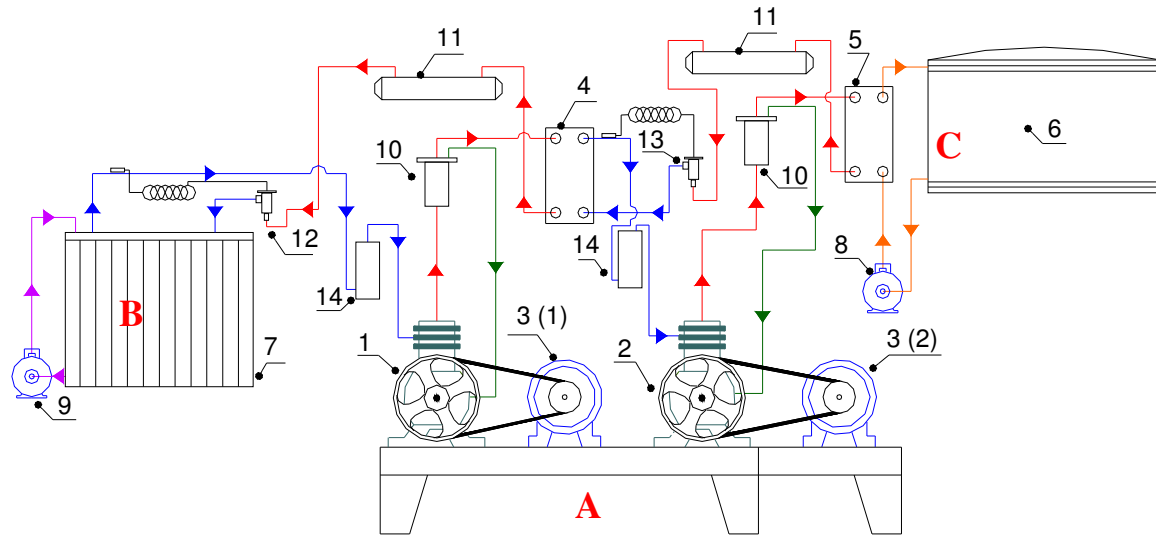
Figura 5.7: Esquema do segundo circuito do sistema em cascata para aquecimento de água (os nomes de cada número desta figura encontram-se na Figura 5.9).

Na Figura 5.8 apresenta-se uma fotografia indicando a distribuição dos compressores, tanque reservatório de água gelada e água quente.

Na Figura 5.9 apresenta-se o esquema completo do sistema de bomba de calor em cascata construído para resfriamento e aquecimento da água mostrando cada um dos componentes para o primeiro circuito (baixa pressão) e para o segundo circuito (alta pressão).



Figura 5.8: Sistema de bomba de calor água/água em casca construído para resfriamento e secagem de tomates. Onde: A = compressores; B = reservatório de água gelada; C = reservatório de água quente.



- 1 - Compressor (1o estágio)
- 2 - Compressor (2o estágio)
- 3 (1) - Motor elétrico (Compressor 1o estágio)
- 3 (2) - Motor elétrico (Compressor 2o estágio)
- 4 - Condensador (1o estágio)/Evaporador (2o estágio)
- 5 - Condensador (2o estágio)
- 6 - Reservatório térmico (água quente)
- 7 - Conjunto Reservatório Térmico/Evaporador do 1o estágio (água fria)
- 8 - Bomba d'água (água quente)
- 9 - Bomba d'água (água fria)
- 10 - Separador de óleo
- 11 - Tanque de líquido
- 12 - Válvula de expansão (1o estágio)
- 13 - Válvula de expansão (2o estágio)
- 14 - Acumulador de sucção

- Linha de alta pressão
- Linha de baixa pressão
- Retorno de óleo
- Linha de circulação de água quente
- Linha de circulação de água gelada

Figura 5.9: Esquema do sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento e aquecimento de água, A = compressores, B = tanque reservatório de água gelada, C = tanque reservatório de água quente.

5.2.3 COMPRESSOR

Deslocamento volumétrico

Segundo os autores TORREIRA (1979) e ÇENGEL & BOLES (2002) denomina-se deslocamento do pistão, o volume que este desloca por rotação, ou seja, o volume total do cilindro deslocado pelo pistão em um determinado espaço de tempo, expressa-se, geralmente em unidades de volume por minuto (m^3/min). Para um compressor de simples efeito, o deslocamento positivo, o deslocamento do pistão será calculado utilizando a Equação (5.2).

$$\dot{V}_p = \frac{\pi D^2}{4} \cdot L_{cil} \cdot N \cdot \eta \quad (5.2)$$

Onde:

\dot{V}_p = taxa de deslocamento do compressor, m³/min

D = diâmetro do cilindro (diâmetro interno), m

L_{cil} = curso do cilindro, m

η = rotação do eixo da manivela, rpm

N = número de cilindros

Capacidade teórica de refrigeração

TORREIRA (1979) define que a capacidade de refrigeração de qualquer compressor depende das condições de operação do sistema e da mesma forma que a capacidade do sistema, está determinada pela massa do fluido refrigerante que circula na unidade de tempo.

Dado que o compressor é quem realiza a função de circular o refrigerante através do sistema, a capacidade deste e a capacidade do sistema são as mesmas.

A massa do refrigerante que circula por minuto no compressor, é igual à massa do vapor de sucção que o compressor comprime num minuto.

Supondo que o compressor possui uma eficiência de 100% e que o cilindro enche completamente de vapor em cada percurso de aspiração, o volume do vapor que entra no cilindro e é comprimido num minuto será exatamente igual ao deslocamento do pistão do compressor.

A massa desse volume de vapor que é a massa do refrigerante que circula num minuto, será calculada dividindo-se o deslocamento do pistão pelo volume específico do vapor de sucção calculado na entrada do compressor (Equação 5.3), definido por TORREIRA (1979).

$$\dot{m}_g = (\dot{V}_a) / (v) \quad (\text{kg/min}) \quad (5.3)$$

Onde:

•
 \dot{m}_g = fluxo de massa refrigerante no compressor;

•
 \dot{V}_a = vazão de refrigerante que entra no compressor (asumindo $\dot{V}_a = \dot{V}_p$), m³/min;

v = volume específico do vapor admitido, m³/kg.

Uma vez determinada a massa do refrigerante que o compressor comprime num minuto, a capacidade teórica de refrigeração deste, em toneladas de refrigeração, é calculada, multiplicando-se a massa do refrigerante comprimido num minuto pelo efeito refrigerante por quilograma e dividindo-se pelo equivalente a uma tonelada de refrigeração por minuto como indicado na Equação 5.4 e 5.5.

$$\left(\frac{kg}{min} \right) \left(\frac{Kcal}{kg} \right) = \frac{Kcal}{min} \quad (5.4)$$

$$TR = \frac{Kcal / min}{50} \quad (5.5)$$

Capacidade real de refrigeração

A capacidade real de refrigeração de um compressor é sempre menor que a capacidade teórica. Uma certa quantidade de vapor nocivo, permanece entre a parte superior do pistão e a parte inferior da placa. e antes que a válvula da admissão se abra, esse vapor nocivo é re-expandido, isto é o cilindro, antes da entrada de vapores da sucção, já está parcialmente cheio com os vapores nocivos, fazendo com que o volume de vapor que enche o cilindro durante o percurso de sucção seja sempre menor que o volume do cilindro correspondente ao deslocamento do pistão TORREIRA (1979).

Eficiência volumétrica

Segundo MARTINELLI (2000), eficiência volumétrica é um parâmetro básico na análise do desempenho dos compressores alternativos. A eficiência volumétrica devida ao volume nocivo é chamada “eficiência volumétrica teórica” η_v . A eficiência volumétrica real é aquela que associa todos os efeitos e é representada pelo símbolo η_{vr} .

Para um processo de expansão isentrópica a eficiência volumétrica teórica pode ser determinada com a Equação 5.6.

$$\eta_v = 1 - \frac{V_o}{V_c} \left[\left(\frac{P_d}{P_a} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad (5.6)$$

Onde:

η_v = eficiência volumétrica teórica;

V_o = volume nocivo;

V_c = volume da cilindrada;

P_d = pressão absoluta de descarga;

P_a = pressão absoluta de admissão;

k = expoente da politrópica.

A eficiência volumétrica real é determinada utilizando a Equação 5.7.

$$0,79\eta_v \leq \eta_{vr} \leq 0,90\eta_v \quad (5.7)$$

A eficiência volumétrica não é um valor constante, modificando-se conforme as condições de operação do sistema. Isto torna difícil estabelecer a eficiência volumétrica total MARTINELLI (2000).

5.2.4 O fluido refrigerante

Os fluidos refrigerantes utilizados para a determinação do coeficiente de performance na operação de resfriamento (2 °C) e aquecimento (85 °C) de água no sistema de bomba de calor em cascata foram:

R22 (cloro di fluoro metano), foi utilizado no primeiro circuito do sistema em cascata. Este fluido refrigerante vem sendo largamente empregado em sistemas de refrigeração dos mais diversos portes, desde aplicações de baixa capacidade – como condicionadores de ar de janela de 0,5 TR (2kW) – até chillers e bomba de calor usados para refrigeração, com capacidades em torno de 9,500 TRs (33MW). O R22 tem sido utilizado nos mais diversos equipamentos de refrigeração, tais como compressores scroll e recíprocos, compressores centrífugos, rotativos e de parafuso, e até em sistemas de absorção. Pertence a uma classe de substâncias denominada hidro-cloro-fluorcarbonos (CALM & DOMANSKI, 2005).

O MP39 (substituto de R12) foi utilizado nos ensaios no segundo circuito do sistema. Trata-se de um HCFC desenvolvido pela DuPont, que viabiliza o processo de *Retrofit* de forma rápida e com excelente relação custo-benefício. Pode ser utilizado no segmento de refrigeração e de ar condicionado, e em equipamentos tais como refrigeradores domésticos, balcões frigoríficos, bebedouros, e em uma extensa gama de equipamentos destinados à refrigeração comercial. Foi aprovado pela maioria dos fabricantes de compressores e tem apresentado o mais longo histórico de projetos bem-sucedidos desenvolvidos para a aplicação em equipamentos originalmente construídos para trabalhar com R12 (DUPONT, 2007).

Os fluidos refrigerantes naturais R600 e R600a também foram utilizados no segundo circuito do sistema. O butano (R600) tem sido considerado por suas propriedades termodinâmicas e de transporte favoráveis, melhorando o desempenho do ciclo de refrigeração. Tais aspectos têm estimulado o uso de hidrocarbonetos em sistemas comerciais e industriais. No Brasil, iniciativas vêm sendo tomada em relação à investigação e utilização de fluidos refrigerantes alternativos como os hidrocarbonetos por parte das Universidades, através de grupos de trabalho e desenvolvimento de tecnologias. O baixo preço por volume de isobutano (R600a) e a redução no gasto energético pelos aparelhos destinados a utilizar este

fluido tornam a alternativa de efetuar tal substituição viável tecnologicamente e economicamente tanto para os consumidores, como para fabricantes de equipamentos de refrigeração (PINHEIROS 2007).

Características dos fluidos refrigerantes utilizados em cada um dos ensaios.

No primeiro circuito o R22 foi mantido enquanto no segundo circuito foram testados cada um deles como apresentados na seqüência.

Circuito primário

R22 (cloro di fluoro metano)

$T = 90\text{ °C}$ próxima ao ponto crítico no diagrama P- h.

$P = 4,5\text{ MPa}$

Circuito secundário

R12 (di cloro di fluoro metano)

$T = 100\text{ °C}$ perto ao ponto crítico no diagrama P- h.

$P = 3,5\text{ MPa}$

R600 (butano)

$T = 140\text{ °C}$ perto ao ponto crítico no diagrama P- h.

$P = 3,0\text{ MPa}$

R600a (isobutano)

$T = 130\text{ °C}$ perto ao ponto crítico no diagrama P- h.

$P = 3,5\text{ MPa}$

(ASHRAE, 2005r).

5.2.5 Sistema de Medição e Aquisição de Dados

Os parâmetros medidos foram: pressão, temperatura, e fluxo de água no sistema. Isto permitiu o controle de seu funcionamento em tempo real. Os medidores foram instalados conforme indicados na Figura 5.10.

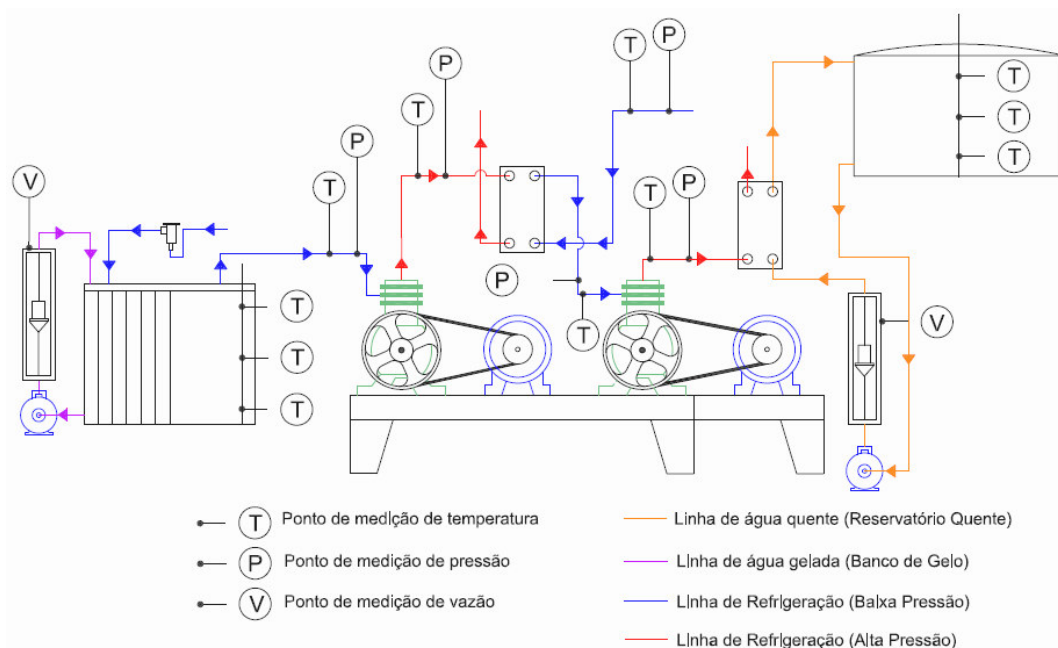


Figura 5.10: Pontos de medição de temperatura, pressão e vazão.

O sistema de aquisição de dados consiste de um conjunto de sensores e placas coletoras, que estão interligados para que possam fazer a leitura e registro das variáveis envolvidas no processo de resfriamento e aquecimento da água nos tanques.

As variáveis de processo foram:

a) Pressão no sistema: as pressões foram medidas com a finalidade de realizar os cálculos termodinâmicos. Foram utilizando transmissores de pressão da marca WIKA, entrada de alimentação de 10 a 30 V, faixa de medição de 0 a 40 bar, sinal de saída de 0 a 20 mA,. Foram instalada na entrada (sucção) e saída (descarga) dos compressores do primeiro e do segundo circuito do sistema de bomba de calor em cascata.

b) Temperatura: Para medição de temperatura foram utilizados termopares tipo “T” com isolamento mineral. Estes foram instalados na entrada e saída de cada componente do sistema de bomba de calor em cascata (evaporador, condensador e compressor). Nos trocadores de calor a placas, foram instalados termopares na entrada e saída das vazões da água, para determinação de calores trocados. Para variação de temperatura nos reservatórios térmicos, foram utilizados termopares conjugados, permitindo a medição em várias profundidades. Estas medições auxiliam na determinação das taxas de transferência de energia cedidas pelo sistema.

c) Vazão volumétrica de água: Medida do volume de água em relação ao tempo que flui através do sistema de resfriamento de água no primeiro circuito da bomba de calor e no trocador de calor a placas ou condensador do segundo circuito do sistema de bomba de calor. Essa vazão volumétrica determina a vazão mássica que, multiplicada pelo calor específico e pela diferença de temperatura média logarítmica através do equipamento, determina a taxa de calor sensível recebida pela água. A medição foi realizada com o auxílio de rotômetros com características anteriormente descritas nos itens 5.2.2.1 e 5.2.2.2 e apresentado na Figura 5.11.

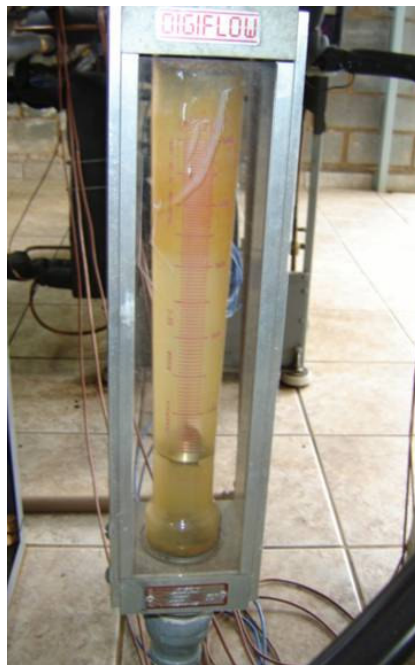


Figura 5.11: Rotâmetro “Digiflow”, para o controle de vazão de água gelada no sistema de resfriamento e aquecimento de água no sistema de bomba de calor em cascata.

5.2.6 Instrumentação e controle

Para a coleta dos dados, foi utilizado um sistema de aquisição ligado a um micro-computador, composto por duas Placas A/D CAD 12/32-32 da marca Lynx, onde foram conectados os sensores de pressão, temperatura e variação de pressão na sucção e descarga dos compressores do sistema (Figura 5.12).



Figura 5.12: Placas A/D CAD 12/32-32 da marca Lynx com 16 canais cada placa.

Foi construído um sistema de refrigeração para manter de temperatura a temperatura constante no interior próximo a 20°C para as placas A/D CAD, que foi recomendada pelo fabricante do equipamento (Figura 5.13).

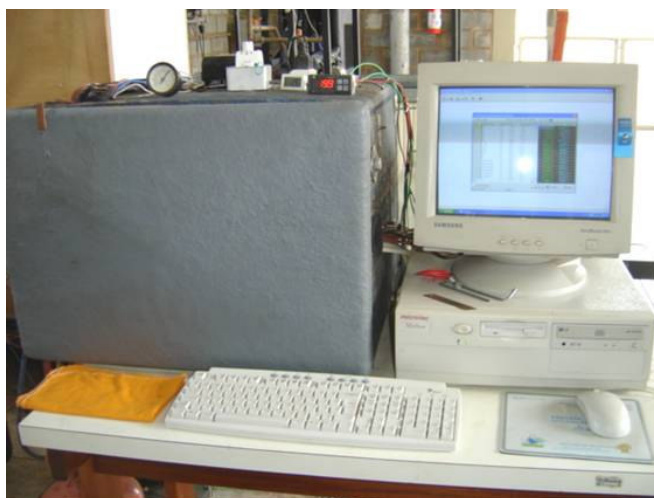


Figura 5.13: Placas A/D CAD dentro de um sistema a temperatura constante de 20°C.

A concepção do sistema de aquisição de dados consistiu na medição real de cada variável pelo sensor específico, que enviou um sinal para um transdutor. Este tratou o sinal (retirada de ruído e amplificação) e o enviou à placa de coletora de dados, ligada a um microcomputador, que o armazenou essas informações em períodos pré-determinados. As medições de temperatura foram realizadas por termopares e os dados enviados a um coletor de dados, que também ligado ao microcomputador.

Os sensores foram posicionados no sistema de forma a medir: pressão nos compressores, temperatura em posições pré-estabelecidas (primeiro circuito, segundo circuito.), vazão da água nos trocadores de calor.

Os sensores e componentes utilizados foram os seguintes:

Termopares: Consistem de dois fios de materiais diferentes como cobre e níquel, prata e constatan, níquel e cromo, onde, ao sofrerem uma variação de temperatura, é gerada uma micro-voltagem (sinal analógico) na união dos materiais, que é enviada para o transdutor e posteriormente para o coletor de dados;

Placa Coletora: Componente que foi instalada em um microcomputador (na placa mãe), com 16 canais analógicos nas faixas de leitura entre 0V – 1.25V, -1.25V – 1.25V, 0V – 10V, -10V – 10V, 0V – 5V, -5V – 5V.

Sensor de pressão: Dispositivo eletrônico que foi conectado diretamente à linha do fluido de trabalho, que converte o valor da pressão do sistema para um sinal analógico.

5.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

O fluido refrigerante utilizado nos experimentos para o primeiro circuito (Baixa pressão) foi o R22 e para o segundo circuito (Alta pressão) foram MP39, R600 e R600a considerando as faixas de temperatura e pressão de trabalhos dos mesmos, segundo os valores indicados na gráfica de pressão entalpia disponível em ASHRAE (2005).

Para a determinação do coeficiente de performance COP do sistema da bomba de calor em cascata e para a escolha do fluido refrigerante, os cálculos foram realizados utilizando o diagrama termodinâmico de temperatura – entropia como apresentado na Figura 5.14, segundo ÇENGEL & BOLES (2002), onde o autor realiza operações similares em sistemas de bomba de calor em cascata, e para um sistema de refrigeração de único estágio, onde o COP aumenta de 3,96 para 4,46 devido ao sistema em cascata, podendo ser aumentado pela elevação do número de estágios.

Tendo os valores da pressão na sucção e descarga no compressor em cada um dos circuitos (baixa e alta pressão) e temperatura de evaporação e condensação, os valores de entalpia (h), entropia (s), e volume específico do fluido refrigerante (v) foram determinados com o auxílio de diagramas pressão-entalpia e tabelas termodinâmicas dos fluidos refrigerantes utilizados neste estudo, os mesmos são apresentados em: Thermophysical properties of refrigerants (ASHRAE, 2005) e em Tabelas termodinâmicas (VAN WYLEN *et al.*, 2003).

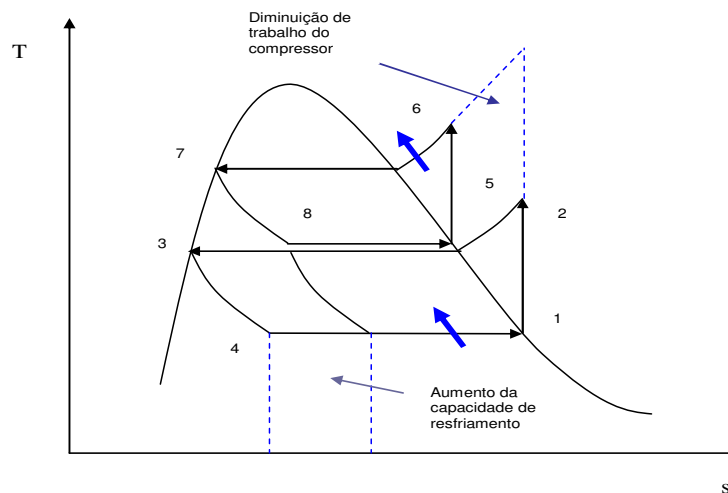


Figura 5.14: Diagrama de temperatura – entropia.

5.3.1 Vazão volumétrico do fluido refrigerante no sistema de bomba de calor em cascata.

Esta taxa de deslocamento volumétrico do fluido refrigerante foi calculada utilizando a Equação 5.1, segundo TORREIRA (1979), ÇENGEL & BOLES (2002), e com os valores fornecidos no catálogo de Bitzer – international para compressores abertos dos modelos III e IV. Na tabela 5.2 apresentamos os valores da taxa de deslocamento volumétrico teórico para os compressores Bitzer III e IV.

Tabela 5.2: Valores no cálculo de taxa de deslocamento volumétrico teórico para compressores Bitzer III e IV.

	Bitzer III	Bitzer IV
\dot{V}_p = taxa de deslocamento do compressor, m ³ /min	6,76	11,5
\dot{V}_p = taxa de deslocamento do compressor, m ³ /s	0,11304	0,190706
D = diâmetro do cilindro (diâmetro interno), m	0,05	0,065
L_{cil} = curso do cilindro, m	0,04	0,05
η = rotação do eixo da manivela, rpm	720	575
N = número de cilindros	2	2

Cálculo da vazão de massa do fluido refrigerante:

A vazão de massa refrigerante no sistema foi calculada utilizando a Equação 5.3.

A taxa de remoção de calor pelo sistema em cascata é igual à taxa de absorção de calor no evaporador do ciclo inferior (primeiro circuito).

Taxa de remoção de calor pelo sistema em cascata foi calculada utilizando a Equação 5.8 e 5.9.

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_3(h_1 - h_4) \quad [\text{kW}] \quad (5.8)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_4(h_7 - h_6) \quad [\text{kW}] \quad (5.9)$$

Onde:

\dot{Q}_F = Taxa de remoção de calor no lado frio, kW;

\dot{Q}_H = Taxa de remoção de calor no lado quente, kW;

\dot{m}_3 = massa de refrigerante circulando pelo compressor 3;

\dot{m}_4 = massa de refrigerante circulando pelo compressor 4;

h_1 = entalpia no ponto 1, kJ/kg;

h_4 = entalpia no ponto 4, kJ/kg;

h_6 = entalpia no ponto 6, kJ/kg.

As eficiências volumétricas, teórico e real para o primeiro circuito, resfriamento e para o segundo circuito, aquecimento foi calculada utilizando as Equações 5.5 e 5.6, os valores estão apresentados no Apêndice C. nas Tabelas C-1, C-2 e C-3. Onde os resultados estão de acordo como é definido por MARTINELLI (2000), ou seja, a eficiência volumétrica não é um valor constante.

A potência fornecida ao sistema em cascata é igual à soma das potências fornecidas a todos os compressores e foi calculada utilizando a Equação 5.10 e 5.11 e em base a distribuição dos pontos da Figura 5.13.

$$\dot{W}_{adm} = \dot{W}_{comp1} + \dot{W}_{comp2} \quad [\text{kW}] \quad (5.10)$$

$$\dot{W}_{adm} = \dot{m}_3(h_2 - h_1) + \dot{m}_4(h_6 - h_5) \quad [\text{kW}] \quad (5.11)$$

Onde:

\dot{W}_{adm} = potência fornecida ao compressor, kW;

\dot{W}_{comp1} = potência fornecida ao compressor 1, kW;

- \dot{W}_{comp2} = potência fornecida ao compressor 2, kW;
- h_2 = entalpia no ponto 2, kJ/kg;
- h_5 = entalpia no ponto 5, kJ/kg.

O coeficiente de performance COP do sistema da bomba de calor em cascata é igual à razão entre a taxa de remoção de calor pelo sistema e a potência fornecida.

O COP para o primeiro circuito, resfriamento de água foi calculada utilizando a Equação 5.12, e para o segundo circuito, aquecimento de água foi calculada utilizando a Equação 5.13, segundo utilizado por ÇENGEL & BOLES (2002).

$$COP_F = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}_{adm}} \quad (5.12)$$

Onde:

- COP_F = coeficiente de performance lado frio;
- \dot{W}_{adm} = potência fornecida ao compressor, kW.

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{adm}} \quad (5.13)$$

Onde:

- COP_H = coeficiente de performance lado quente;
- \dot{W}_{adm} = potência fornecida ao compressor, kW.

5.3.2 Sistema bomba de calor em cascata utilizando R22, MP39, R600 E R600a

5.3.2.1 Experimento com R22/MP39 com fluidos refrigerantes no sistema de bomba de calor em cascata.

A Figura 5.15 mostra a curva de coeficiente de performance COP para resfriamento (700 l) e aquecimento (450 l) da água, onde é considerada a potência de admissão dos compressores, e pode ser observado no primeiro circuito, resfriamento (a) o COP decresce (2,89 a 1,62) com a diminuição da temperatura de evaporação (10 a 2 °C). O tempo (5:50 horas) para atingir 2 °C (primeiro circuito) foi maior comparado com o tempo (4:25 horas) quando o ensaio foi realizado com R22/R600.

No lado do segundo circuito, aquecimento (b) o COP também decresce (3,62 a 2,69) com o aumento da temperatura de condensação (49 a 75,9), comportamento igual aos obtidos nos experimentos realizados por JORDAN (2005) para produção de banco de gelo e aquecimento de água utilizando uma bomba de calor água-água.

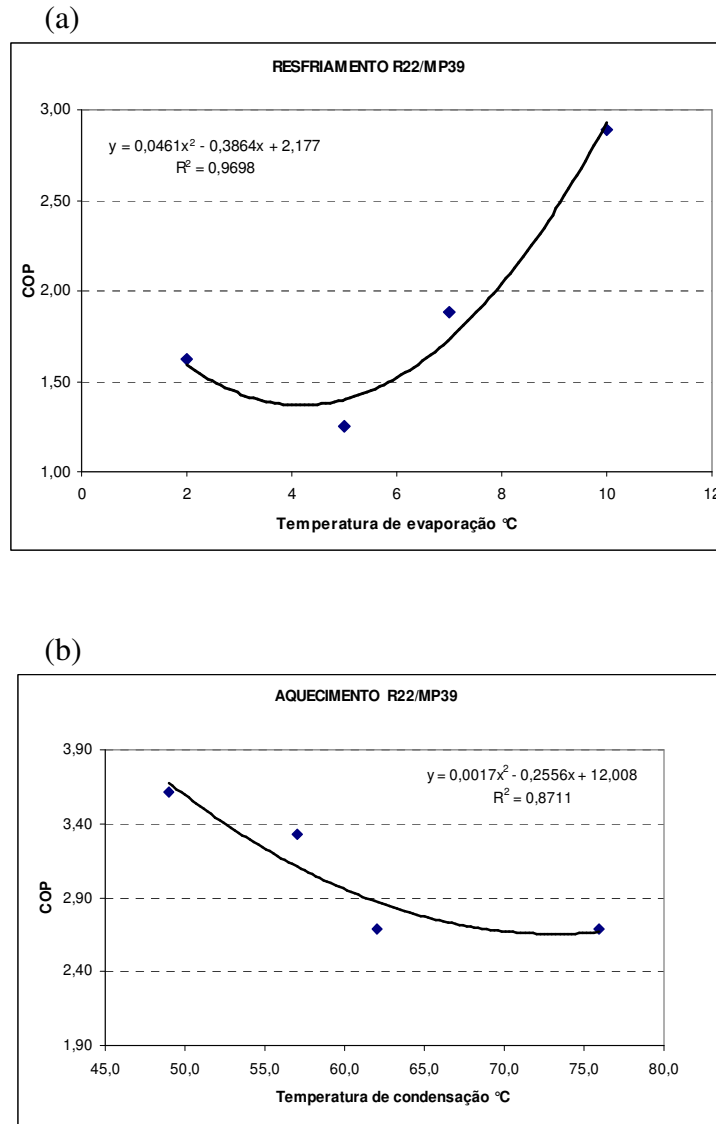


Figura 5.15: Curvas de coeficiente de performance COP no sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento (a) e aquecimento de água utilizando R22/MP39 como fluido refrigerante.

Neste ensaio o tempo de 5:05 horas é muito elevado comparado com resultados com outros experimentos seguintes para atingir a temperatura de 75,9 °C no lado sistema de aquecimento segundo os resultados apresentado na Tabela 5.3. E o mesmo é referendado pelo R^2 igual 0,87 no lado do aquecimento comparado com resultados de outros experimentos seguintes.

Tabela 5.3: Valores de temperaturas, tempo, coeficiente de performance COP e potência de compressão dos experimentos no sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento (700 l) e aquecimento (450 l) de água utilizando R22/MP39.

T ^o ambient	T ^o ág fria	T ^o ág quent	Tempo(hr)	COP resf	COPaquec	Qf	QH	Wadm
23,0	22,0	25,0	0	x	x	x	x	x
28,0	10,0	49,0	02:55	2,89	3,62	319,6216	-399,8477	110,5489
30,0	7,0	57,0	04:05	1,88	3,33	222,4421	-394,2747	118,4415
31,5	5,0	62,0	04:55	1,25	2,69	191,4526	-410,9380	152,7115
31,5	2,0	75,9	05:05	1,62	2,69	218,1172	-361,1445	134,2317

5.3.2.2 Experimento com R22/R600 como gases refrigerante no sistema de bomba de calor em cascata.

A Figura 5.16 mostra a curva de coeficiente de performance COP para resfriamento (700 l) e aquecimento (450 l) da água, onde é considerada a potência de admissão dos compressores, e pode-se observar no primeiro circuito, resfriamento (a) o COP decresce (2,186 a 1,348) com a diminuição da temperatura de evaporação (20 a 2 °C). O tempo (4:25 horas) para atingir a temperatura de 2 °C na água de resfriamento foi menor quando comparado com resultados de outros ensaios utilizando o mesmo sistema.

No segundo circuito, lado do sistema de aquecimento (b) o COP decresce (3,467 a 2,397) com o aumento da temperatura de condensação (35 a 76,60), comportamento igual aos obtidos nos experimentos realizados por JORDAN (2005) para produção de banco de gelo e aquecimento de água utilizando uma bomba de calor água-água, e PIMENTA & TEIXEIRA (2004), onde realiza aplicações de hidrocarbonetos como fluidos refrigerantes em bombas de calor para resfriamento.

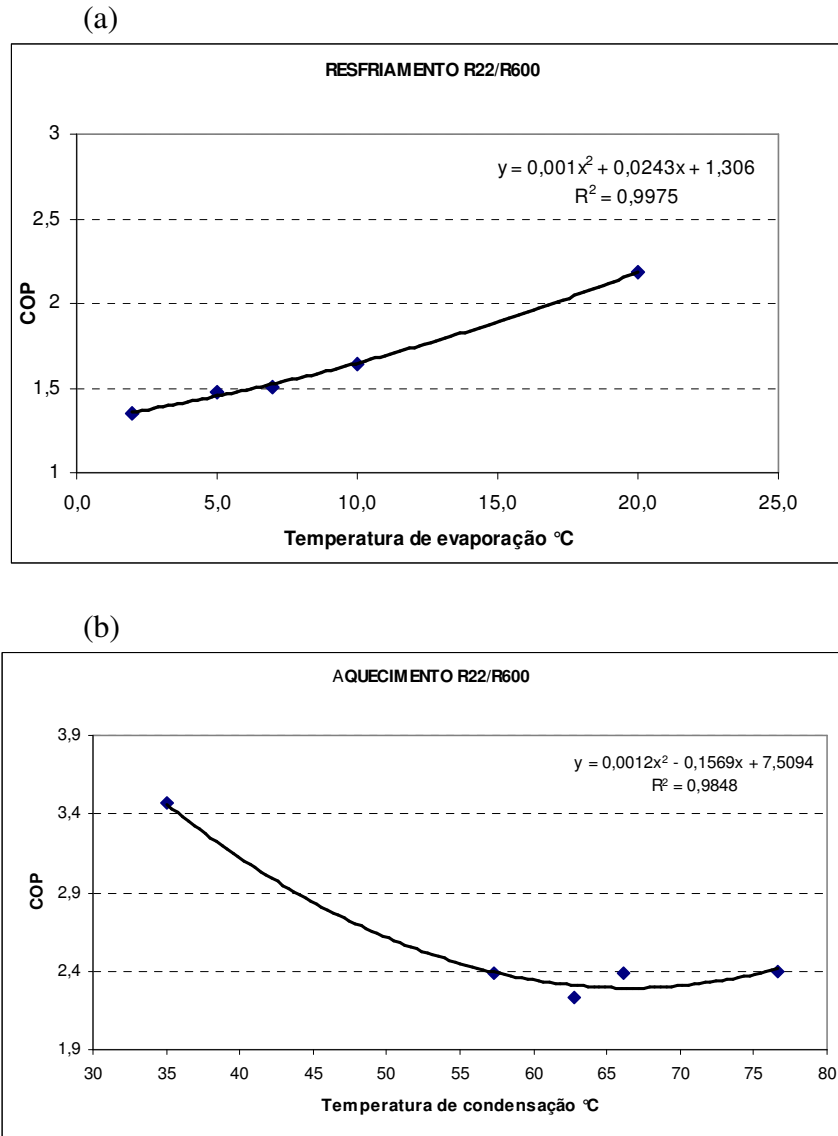


Figura 5.16: Curvas de coeficiente de performance COP no sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento (a) e aquecimento de água utilizando R22/R600 como fluido refrigerante.

O tempo de 4:25 horas é menor quando comparado com resultados de outros experimentos realizados com outros gases (MP39, R600a) no lado alta pressão do sistema em cascata para atingir a temperatura de 76,6 °C o qual é a mais alta comparado com resultados de outros experimentos no lado de aquecimento e segundo os resultados apresentado na Tabela 5.4 e comprados com resultados de outros experimentos. E o mesmo é referendado

pelo R^2 igual 0,9975 (resfriamento) e 0,9848 no lado do aquecimento comparado com resultados de outros experimentos realizados.

Tabela 5.4: Valores de temperaturas, tempo, coeficiente de performance COP e potência de compressão dos experimentos no sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento (700 l) e aquecimento (450 l) de água utilizando R22/R600.

T ^o ambient	T ^o ág fria	T ^o ág quent	Tempo(hr)	COPresf	COPaquec	Qf	QH	Wadm
29,50	25,0	25,00	0	x	x	x	x	x
29,50	20,0	35,00	00:50	2,186	3,467	224,4213	-355,8271	102,640
30,00	10,0	57,30	02:40	1,644	2,392	202,6427	-338,6634	132,380
31,00	7,0	62,80	03:10	1,510	2,231	230,2746	-340,3119	152,531
30,50	5,0	66,10	03:30	1,479	2,388	225,4664	-364,0837	152,466
31,00	2,0	76,60	04:25	1,348	2,397	213,0369	-401,5598	163,600

5.3.2.3 Experimento com R22/R600a como gases refrigerante no sistema de bomba de calor em cascata.

Na Figura 5.17 mostra-se a curva de coeficiente de performance COP para resfriamento (700 l) e aquecimento (450 l) da água, quando observado no primeiro circuito, resfriamento (a) o COP também decresce (1,75 a 1,58) com a diminuição da temperatura de evaporação (10 a 2 °C), neste resultado o COP se mantêm quase constante.

Igualmente no segundo circuito do sistema, aquecimento (b) o COP decresce (3,03 a 2,55) com o aumento da temperatura de condensação (52 a 69 °C), comportamento igual aos obtidos nos experimentos realizados para a escolha do gás refrigerante apropriado para trabalhar para resfriamento e aquecimento da água.

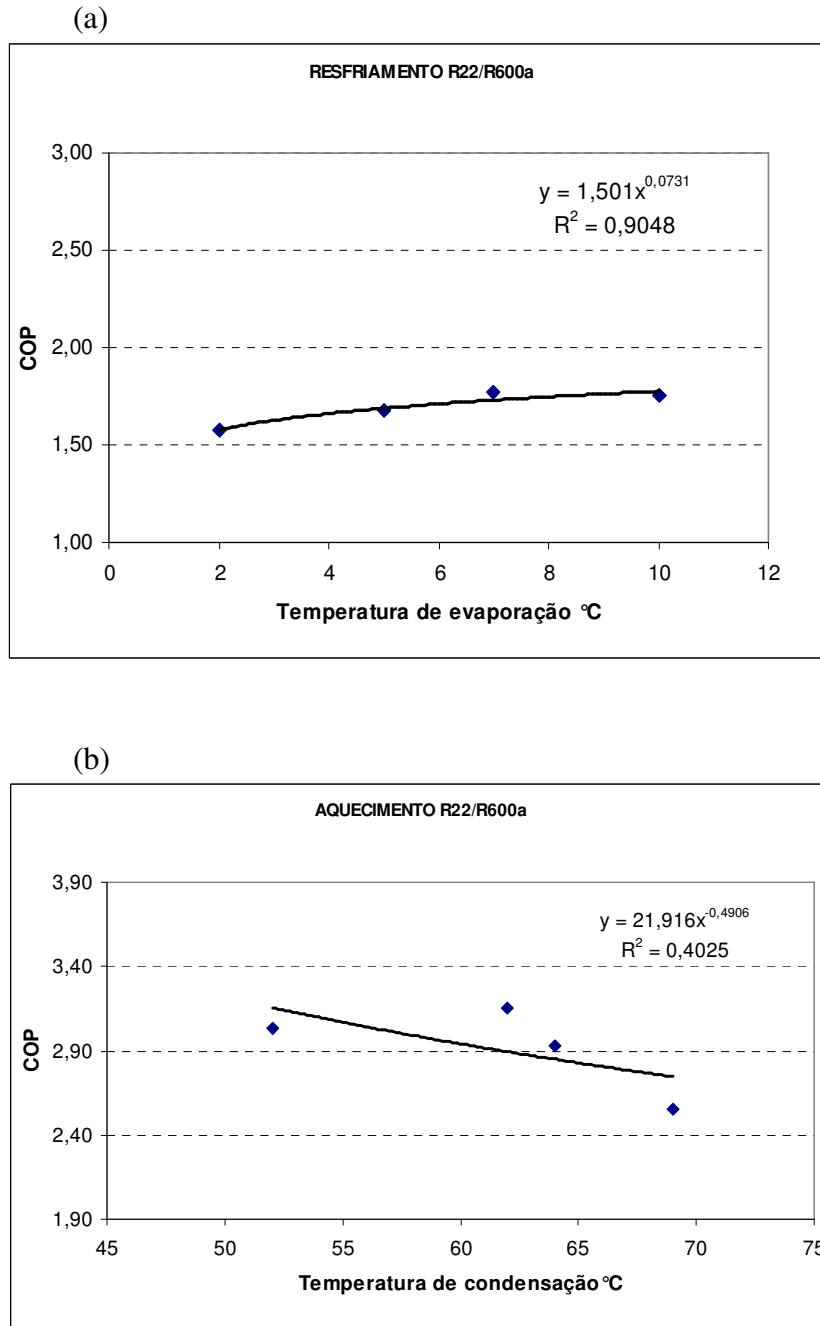


Figura 5.17: Curvas de coeficiente de performance COP no sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento (a) e aquecimento de água utilizando R22/R600a como fluido refrigerante.

Neste experimento tempo de 7:30 horas é excessivamente superior comparado com resultados com outros experimentos realizados com outros gases no lado alta pressão no

sistema em cascata para atingir a temperatura de 69,0 °C o qual é a mais baixa comparado com resultados de outros experimentos no lado do sistema de aquecimento segundo os resultados apresentado na Tabela 5.5 e comprados com resultados de outros experimentos. E o R^2 igual 0,9048 (resfriamento) e 0,9696 no lado do aquecimento comparado com resultados de outros experimentos realizados para o sistema, ainda melhor quando o experimento foi realizado com R22/MP39.

Tabela 5.5: Valores de temperaturas, tempo, coeficiente de performance COP e potência de compressão dos experimentos no sistema de bomba de calor em cascata para resfriamento (700 l) e aquecimento (450 l) de água utilizando R22/R600a.

T ^o ambient	T ^o ág fria	T ^o ág quent	Tempo(hr)	COPresf	COPaquec	Qf	QH	Wadm
31	23,0	27	0	x	x	x	x	x
29	10,0	52	03:05	1,75	3,03	237,7861	-411,494	135,777
26	7,0	62	04:45	1,77	3,15	213,5396	-380,0640	120,535
25	5,0	64	05:15	1,68	2,93	197,7921	-380,0329	118,135
22	2,0	69	07:30	1,58	2,55	189,5195	-306,5307	120,275

O COP do sistema em total em cada ensaio é a soma COP de resfriamento mais o COP de aquecimento como foi realizado por ÇENGEL & BOLES (2002).

5.4 CONCLUSÕES

- Experimento com R22/MP39 com fluidos refrigerantes no sistema de bomba de calor em cascata:

Quando realizado o resfriamento de 700 l, e aquecimento de 450 l de água no sistema de bomba calor em cascata, utilizando-se o R22 na baixa pressão e o MP39 no lado da alta pressão, o tempo (5 horas 05 minutos) de aquecimento foi elevado se comparado ao sistema trabalhando com R600 (4 horas 25 minutos) no lado da alta pressão do sistema em cascata.

- Experimento com R22/R600 como fluidos refrigerantes no sistema de bomba de calor em cascata:

Trabalhando-se com R22 no ciclo de baixa pressão e com R600 no ciclo de alta pressão no sistema de bomba de calor em cascata, o tempo de aquecimento de 450 l de água foi de 4 horas 25 minutos para atingir uma temperatura de 76,6 °C. Esta foi a temperatura mais alta atingida em menor tempo comparando-se a experimentos utilizando-se fluido refrigerante MP39 e R600a no ciclo de alta pressão. Por este motivo o fluido refrigerante R22 no ciclo de baixa pressão e R600 no ciclo de alta pressão foram utilizados para realizar o resfriamento da água empregada no resfriamento de tomates com água gelada por aspersão, e no aquecimento do ar para o secador de bandejas.

- Experimento com R22/R600a como fluidos refrigerantes no sistema de bomba de calor em cascata:

No experimento realizado no sistema em cascata com R22 no ciclo de baixa pressão e o R-600a no ciclo de alta pressão para resfriamento e aquecimento de água, respectivamente, e similar aos experimentos realizados com outros gases, neste experimento o tempo obtido de 7 horas 30 minutos é muito superior para atingir uma temperatura de apenas 69 °C na água em aquecimento se comparado com a utilização de MP39 e R600 no lado do ciclo de alta pressão.

- Fluídos refrigerantes naturais como os hidrocarbonetos podem ser empregados em bombas de calor operando com configuração em cascata para o circuito de alta pressão, pois apresentam bom rendimento, propiciam baixa temperatura de descarga do compressor além de baixa pressão de condensação. No entanto, deve-se tomar cuidado na seleção do compressor quanto ao volume deslocado. O deslocamento volumétrico dos compressores fabricados para fluídos halogenados não é suficiente para propiciar o mesmo efeito frigorífico quando se opera com hidrocarbonetos. O dimensionamento deve considerar o deslocamento volumétrico do compressor empregado e não somente a capacidade do refrigerante de retirar calor.
- O sistema apresenta o potencial para ser construído em escala comercial visto que o COP atingiu valores em torno de 2 e 3,5, ou seja, para cada 3,5 kW de energia térmica produzida, apenas 1 de energia elétrica é consumida.
- Os valores encontrados de COP estão dentro dos limites aceitáveis quando comparados com valores encontrados na literatura.

5.5 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. **Thermophysical properties of refrigerants**. In: 2005 ASHRAE Handbook - Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, Georgia, 2005. 20.1 p.

ASHRAE. **Applied heat pump and heat recovery systems**. Ashrae - Ashrae Handbook. Atlanta, Ashrae, 1996. Cap. 8. 22p.

ARAÚJO, M. L.; ROCHA, N. R. **Aplicação de Bomba de Calor em Laticínios**. Revista Instituto de Laticínios Cândido Tostes. Juiz de Fora/MG, V. 45, n. 267/272, 33-37p, 1990.

BAIRD, C. D. et al. **Heat Pump for Heating and Cooling Water for Aquaculture Production**. Circular 1096, University of Florida, May, 1993, 4p.

BALDASSIN JR, R.; CORTEZ, L. A. B; JORDAN, R. A.; NEVES FILHO, L. C.; SILVEIRA JR, V.; VIGNEAULT, C. **Geração simultânea de “frio” e “calor” em tanques resfriadores de leite**. Anais do V Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul. **Porto Alegre, RS. outubro 2006. Divulgação em meio magnético.**

BALDASSIN JR, R.; CORTEZ, L. A. B; JORDAN, R. A.; NEVES FILHO, L. C.; SILVEIRA JR, V.; PACCO, H.C. **A viabilidade econômica da aplicação de bombas de calor no aquecimento de piscinas**. Anais do X Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação, Aquecimento e Tratamento do Ar. **São Paulo, SP. 18 a 21 de setembro de 2007. p. 311-323.**

BERNIE, J. **La Pompe de Chaleur – Mode d’emploi**. Pyc Edition, Paris, Tome 2, 1981, 572 p.

BOUMA, J. **Heat pump – Better by nature**. IEA Heat Pump Centre Newsletter. Holanda, v. 20, n. 2, 10-27p, 2002. Disponível em: <http://www.heatpumpcentre.org/nwletr/download/N2002.pdf>. Acesso em: 01 Set. 2005.

CALM, J. M, & DOMANSKI, P. A. Substituição do R-22: Panorama atual (parte 1). Artigo técnico em ABRAVA informação & negócios, Ed. 222. Brasil, Fevereiro, 2005.

CESP. Companhia Energética de São Paulo. **Projeto de uma bomba de calor experimental**. Proposta n. 50380 (não publicado). CESP. São Paulo. 1979.

ÇENGEL, YUNUS A. & BOLES, MICHAEL A. **Thermodynamics and engineering approach: Refrigeration cycles**. 4^a Ed. New York, United States, 2002. 563-572p.

CORTEZ, L. A. B., NEVES FILHO, L. C. **Aplicação de bombas de calor na agricultura e na agroindústria brasileira.** Anais do III Congresso Nacional de Energia, La Serena, Chile. 17-19 de abril de 1996, p. 337-343.

CORTEZ, L. A. B. e L. HALÁSZ. **Projeto de um trocador de calor para a recuperação de calor de superaquecimento de um sistema de refrigeração do abatedouro da Sociedade Avícola de Louveira - Soberbo.** Relatório de Estágio do Aluno de Graduação Luís Augusto Barbosa Cortez na Sociedade Avícola de Louveira - Soberbo em Dezembro de 1979 sob a orientação do Prof. László Halász da Faculdade de Engenharia de Alimentos, UNICAMP, Campinas, SP. 1979 (Não Publicado).

DUPONT SUVA, FLUIDOS REGRIGERANTES. Linha Suva de Fluidos Refrigerantes para aplicações em refrigeração e ar condicionado. Informações técnicas - DuPont Suva, Brasil, 2007.

GHOSH, S., DEVOTTA, S., PATWARDHAN, V. S. The Economic of Heat Pump Systems for Simultaneous Heating and Cooling. **Heat Recovery System, Pergammon Journals Ltd,** v. 7, n. 2, p. 159-166, 1987.

GOSS, J. O., HYMAN, L. B., CORBETT, J. **Integrated Heating and Cooling Thermal Energy Storage with Heat Pump Provides Economic and Environmental Solutions.** ASHRAE Transactions, v. 104, p. 1598-1606, 1998.

JABARDO, J. M. S. **Refrigerantes.** Tecnologia da Refrigeração, São Paulo-SP, v. 1, n. 07, p. 22-29, 2001.

JORDAN, R. A. **Desenvolvimento de uma bomba de calor água-água acionada a biogás para utilização em processos de aquecimento e resfriamento em sistemas de produção de leite.** 261p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola). Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Agrícola. UNICAMP, Campinas, SP, Brasil. 2005.

KOHAYAKAWA, M. N. **Secagem de manga Haden utilizando secador de leito fixo e secador acoplado a bomba de calor.** 2004. 182 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2004.

LAZZARIN, R. M. **Heat Pumps in Industry – I Equipament. Heat Recovery Systems and CHP.** Elsevier Science Ltd, V. 14, N. 6, p. 581-597, 1994.

LAZZARIN, R. M. **Heat Pumps in Industry – II. Applications. Heat Recovery Systems and CHP.** Elsevier Science Ltd, V. 15, N. 3, 1995, p. 305-107.

MARTINELLI, L. C. Jr. Refrigeração e Ar Condicionado - (Material Didático). Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Departamento de Tecnologia, v. 3, p. 3-12. 2000.

NEVES FILHO, L. C. Equipamentos Frigoríficos. In: CORTEZ, L. A. B.; HONÓRIO, S. L.; MORETTI, C. L. **Resfriamento de frutas e hortaliças.** Embrapa Hortaliças (Brasília, DF). – Brasília: Embrapa Informação Tecnológica, 2002. 428 p.

PACCO; H. C.; CORTEZ, L. A. B.; CASTRO, L. R.; JORDAN, R. A. Resfriamento de tomates por água gelada. In: **45º Congresso Brasileiro de Olericultura.** Ceará, Fortaleza, Brasil, 2005.

PACCO, H. C. **Secagem de FIGO (*Ficus Carica L.*) da variedade “Gigante de Valinhos” em secador de bandejas.** 2003. 148 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2003.

PIMENTA, W. J., PIMENTA, J. M. D., FINOTTI, M. V. L., HAUPT, K. I. **Avaliação da degradação do desempenho de um compressor operando com hidrocarboneto.** 16º

POSMEC – Simpósio de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. Uberlândia, Minas Gerais, 2006.

PIMENTA, J. M. D.; TEIXEIRA, P. S. **Estudo da aplicação de hidrocarbonetos como fluídos refrigerantes.** MERCOFRIO 2004 – Feira e Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul, Curitiba, Paraná, 2004. Artigo em formato digital disponível em <<http://www.laar.unb.br>>.

PINHEIROS, ANAPAUOLA BASILE. Fluidos refrigerantes naturais. **Revista de Climatização & refrigeração.** Ed. 81. Brasil, 2007.

ROSSI, S. J. **Desenvolvimento e avaliação de uma bomba de calor usada no condicionamento de ar para secagem de alimentos.** 1993. 230 p. Tse (Doutorado em Engenharia de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1993.

TEIXEIRA, P. S., PIMENTA, J. M. D. **Hidrocarbonetos como fluídos refrigerantes – Estado da arte.** CONEM 2004 – Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Belém, Pará, 2004. Artigo em formato digital disponível em <<http://www.laar.unb.br>>.

TECUMSEH. Informações disponíveis em <<http://www.tecumseh.com.br>>. Acesso realizado em 03 de dezembro de 2007.

TORREIRA, R. P. Capítulo 14: Compressores. In: TORREIRA, R, P. **Refrigeração e ar condicionado.** São Paulo, Brasil, 1979. p. 361-428.

VILLARINHO, A. N. & HALÁSZ. **Projeto para substituição do óleo combustível por recuperação de calor no escaudador de um abatedouro de frango.** Relatório de Estágio da Engenheira Andréa Naccarotto Villarinho na Cooperativa Agrícola de Cotia em Janeiro de 1980 sob a orientação do Prof. László Halász da Faculdade de Alimentos, UNICAMP, Campinas, SP. 56p. 1980. (Não Publicado).

6. CAPÍTULO VI – OTIMIZAÇÃO DAS CONDIÇÕES DA OPERAÇÃO DO SISTEMA EM CONJUNTO

RESUMO

Dentre os métodos de conservação de frutas e hortaliças destacam-se a refrigeração e desidratação, pelos efeitos benéficos na redução da atividade respiratória e perda de peso, retardando a maturação e deterioração. Sendo assim, apresenta-se neste estudo a concepção de um sistema de bomba de calor em cascata com a combinação de dois ciclos de simples estágio aplicado aos processos de resfriamento e desidratação de hortaliças. O sistema desenvolvido opera com dois compressores abertos da marca Bitzer modelos III e IV, com termoacumulação em banco de água gelada no primeiro circuito (resfriamento) e condensação através de um trocador de calor de placas brasadas (soldadas), que é ao mesmo tempo o evaporador do segundo estágio ou segundo circuito (aquecimento). No primeiro estágio (ciclo de baixa pressão), foi utilizado como fluido refrigerante o R22, operando à temperatura de evaporação de -5°C e temperatura de condensação de 40°C . No segundo estágio (ciclo de alta pressão), foi utilizado como fluido refrigerante o R600, operando à temperatura de condensação de 100°C . Visou-se com o desenvolvimento deste sistema otimizar as operações de resfriamento com água gelada por aspersão tipo chuveiro, mostrando-se tempos de meio resfriamento de acordo com a literatura consultada, garantindo desta maneira o bom desempenho do sistema de resfriamento; na operação de aquecimento da câmara de secagem utilizando o calor rejeitado pelo ciclo de alta pressão, se atingiu a temperatura programada para operação de secagem de tomates maduros em fatias, dando ótimo desempenho na desidratação nos tempos esperados utilizando este sistema e o mais importante destes resultados é a redução do consumo de energia (30%), sabendo-se que com apenas 1 kW de energia elétrica o sistema gera de 7 a 8 kW de energia térmica de resfriamento e aquecimento quando utilizado os dois efeitos, respectivamente.

Palavras chave: Bomba de calor em cascata, secagem com bomba de calor, secador de bandejas, resfriamento por água gelada.

ABSTRACT

Amongst the methods of fruit conservation, the most important are refrigeration and dehydration (drying) considering their beneficial effect on reducing the respiration rate and weight loss of the produce. An in-cascade heat pump was design and built using the combination of two single stage compressors for horticultural crop cooling and drying processes. This system operates included in the evaporator side two Bitzer models III and IV open compressors, a cool water bank thermo accumulation system as the primary circuit; and the condensation was performed through a plate heat exchanger with the evaporator on the secondary circuit. The first circuit operating at lower pressure used the R22 as fluid cooling at an evaporation temperature of -5°C and a condensation temperature of 40°C . The high-pressure cycle used the R600 as fluid cooling, operating at a condensation temperature of 100°C . The development of this system was conducted to optimize the water cooling process required by the hydro cooler. The half cooling time resulted from the used of this system showed good performance of the cooling system when compared with the literature. The result obtained on the drying process using the heat rejected from the high-pressure cycle, showed the capacity of the system to reach the programmed temperature for drying of cut mature tomato fruits, giving excellent performance of the drying operation. The most important results was the reduction of the energy consumed (30%) showing a coefficient of performance of 7 to 8, meaning that for each kW of power input 7 to 8 kW of cooling or drying work is produced.

Key words: Cascade heat pump, drying with heat pump, dryer trays, cooling by ice water.

6.1 INTRODUÇÃO

6.1.1 Bomba de calor aplicada ao resfriamento e secagem de tomates

Na Figura 6.1 encontra-se um esquema de um sistema de resfriamento com água gelada, utilizado para resfriamento rápido de frutas e hortaliças, inclusive o tomate, para conservação do produto, possibilitando estender o intervalo compreendido entre a colheita e a comercialização. Este sistema é também conhecido como hidrocooler e é composto por um tanque de água gelada que é conectado a um equipamento frigorífico, o qual promove a retirada de calor da água, utilizada como fluido de troca de calor com o produto a ser resfriado (fluido secundário).

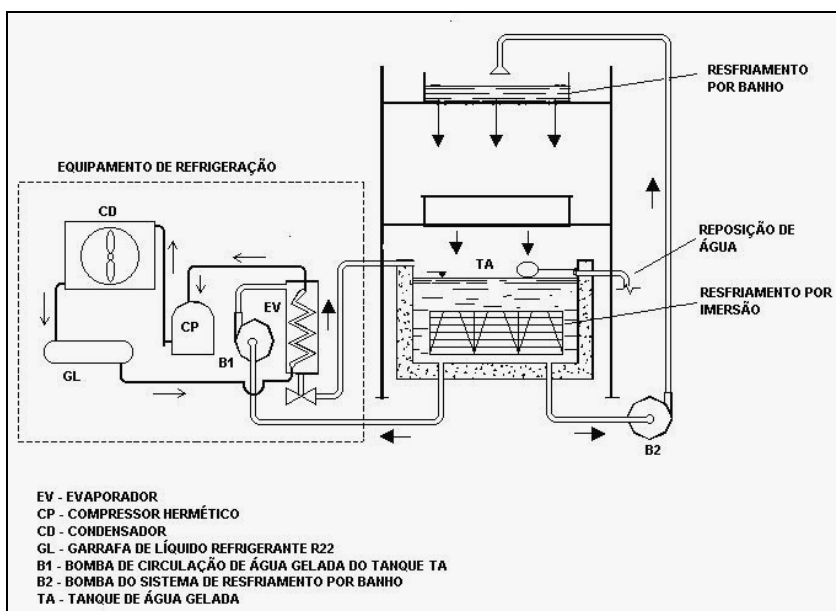


Figura 6.1: Sistema de resfriamento rápido com água gelada

Um sistema de resfriamento rápido como o mostrado na Figura 6.1 poderia ser adaptado ou modificado para operar como uma bomba de calor, aproveitando-se o calor de condensação para aquecimento de água que teria como aplicação o uso em um secador de tomates, aproveitando-se excedentes de safra ou frutos muito maduros para comercialização.

O condensador, normalmente a ar, seria substituído por um condensador á água, o qual aqueceria água de um reservatório térmico, que seria utilizada em um trocador calor do tipo aletado para aquecimento de uma câmara de secagem.

Esta configuração é mostrada na Figura 6.2, e permitiria com o uso de um fluido refrigerante como o R22, o aquecimento de água até uma temperatura de 60 °C. Sendo possível obter com esta água quente um ar de secagem a uma temperatura de até 50 °C, dependendo da área de troca do trocador de calor aletado, o qual faria a transferência de calor do ar para água. Partindo-se de um sistema existente, deve ser observada a mudança na condição de operação, com a elevação da temperatura de condensação para obtenção de água a uma temperatura mais elevada, não provocando redução na capacidade frigorífica.

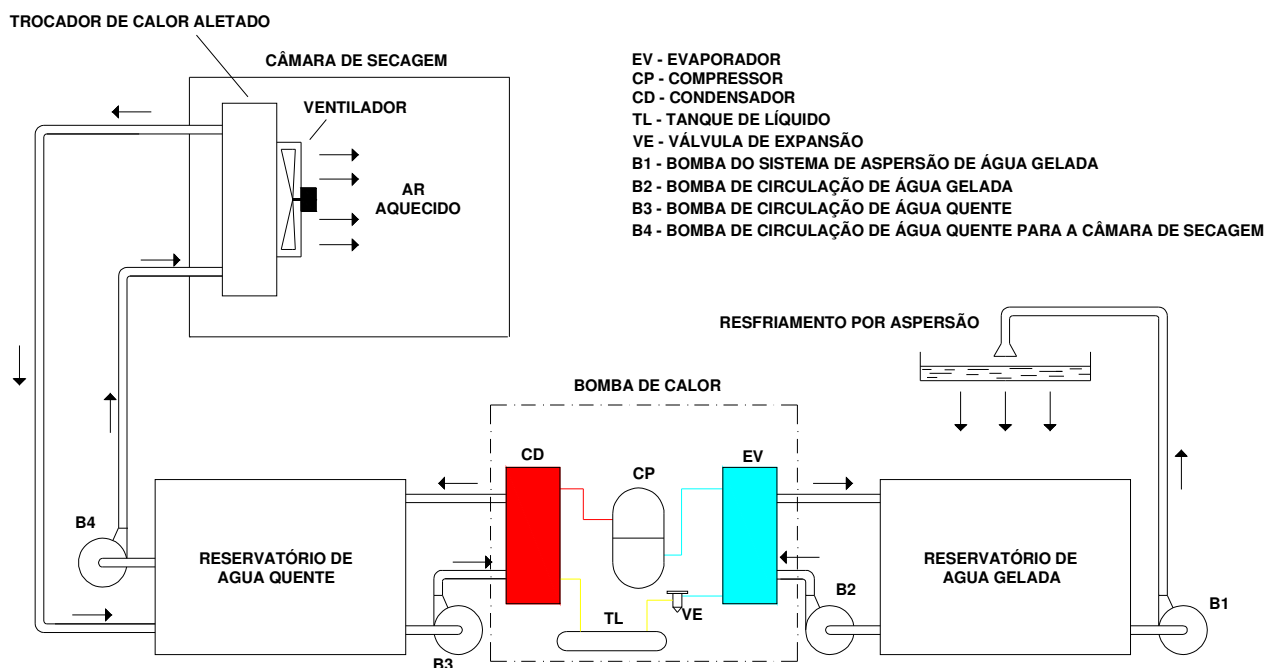


Figura 6.2: Bomba de calor montada a partir de um sistema de resfriamento com água gelada.

No caso de desejar uma temperatura maior, pode ser empregada uma configuração em cascata, operando com dois circuitos frigoríficos. Seria montado um segundo circuito frigorífico que recuperaria calor do condensador do sistema de resfriamento com água gelada para aquecimento de água. O evaporador desta bomba de calor seria ao mesmo tempo, o

condensador do equipamento frigorífico do sistema de resfriamento com água gelada. Desta maneira seria possível obter temperaturas por volta de 80 a 90 °C. Isto possibilitaria aquecer o ar da câmara de secagem a uma temperatura mais elevada, reduzindo o tempo de secagem. A Figura 6.3 mostra um esquema para esta configuração.

É possível obter temperaturas superiores a 60 °C com uma bomba de calor de um único circuito de refrigeração operando com o R22 como fluido refrigerante ou, com um hidrocarboneto como o R600a (isobutano) ou o R290 (propano). No entanto, com um único circuito, devido a grande diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação, tem-se uma elevação muito grande do trabalho de compressão e da temperatura de descarga, podendo ocasionar deterioração no óleo do compressor ou mesmo do fluido refrigerante.

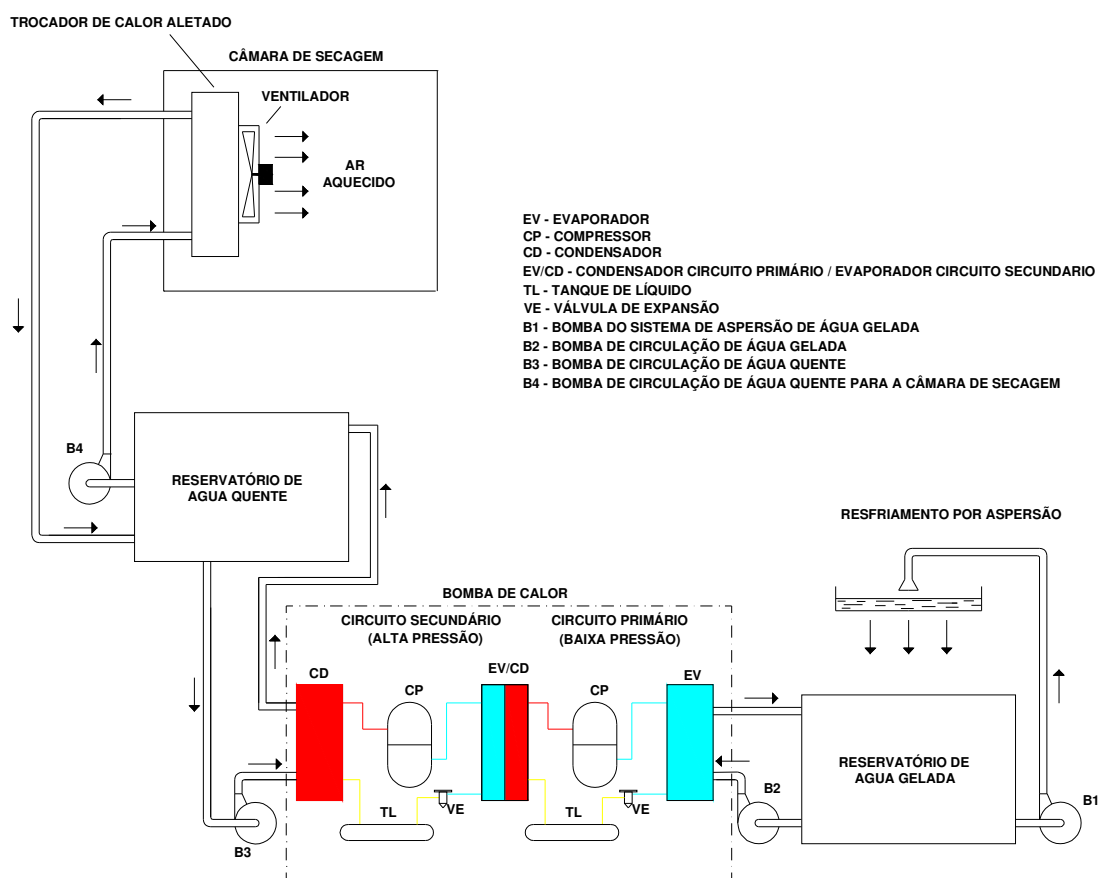


Figura 6.3: Configuração de bomba de calor operando num sistema em cascata.

Para comparar as condições de operação da bomba de calor, com um único circuito e, em cascata, foram feitas simulações utilizando o programa computacional Coolpack desenvolvido em 2001 pelo Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Técnica da Dinamarca. Este programa foi desenvolvido para ser usado em projeto, dimensionamento, análise e otimização de sistemas de refrigeração. Em todas as simulações, para se ter parâmetro de comparação, utilizou-se uma capacidade de resfriamento de 10 kW.

A Figura 6.4 mostra o gráfico Pressão-entalpia para uma simulação feita no programa Coolpack, na condição de operação correspondente a configuração mostrada na Figura 6.2, com um único circuito operando com R22, com uma temperatura de evaporação de 0 °C e condensação de 65 °C. Observa-se que a temperatura de descarga (ponto 2) é de 113,3 °C. A potência do compressor, necessária para proporcionar uma capacidade de resfriamento (\dot{Q}_E) de 10 kW é de 5,124 kW. Com isto o COP de resfriamento é de 1,952. A capacidade de aquecimento (\dot{Q}_C) é de 14,71 kW, resultando em um COP para aquecimento de 2,871.

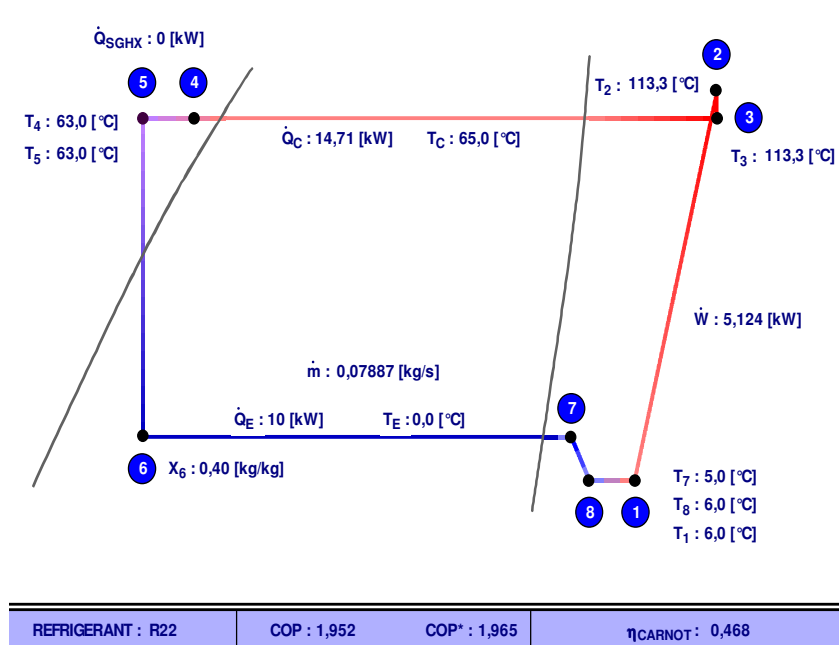


Figura 6.4: Simulação feita no programa CoolPack para uma bomba de calor com um único circuito, operando com R22, temperatura de evaporação de 0 °C e condensação de 65 °C.

A Figura 6.5 mostra uma simulação feita no programa Coolpack considerando a elevação da temperatura de condensação para 80 °C, para obtenção de água quente a uma temperatura de 70 °C, possibilitando aquecer ar de secagem a uma temperatura de até 60 °C. Manteve-se a temperatura de evaporação a 0 °C. Observou-se que utilizando um único circuito de refrigeração, houve uma elevação substancial da temperatura de descarga do compressor (ponto 2), que passou para 133,1 °C. A potência de compressão saltou para 7,444 kW. Com isto, o COP para resfriamento foi reduzido para 1,343. Devido ao aumento do trabalho de compressão verificou-se um aumento na capacidade de aquecimento, passando para 16,77 kW, sendo de 2,253 o COP para aquecimento.

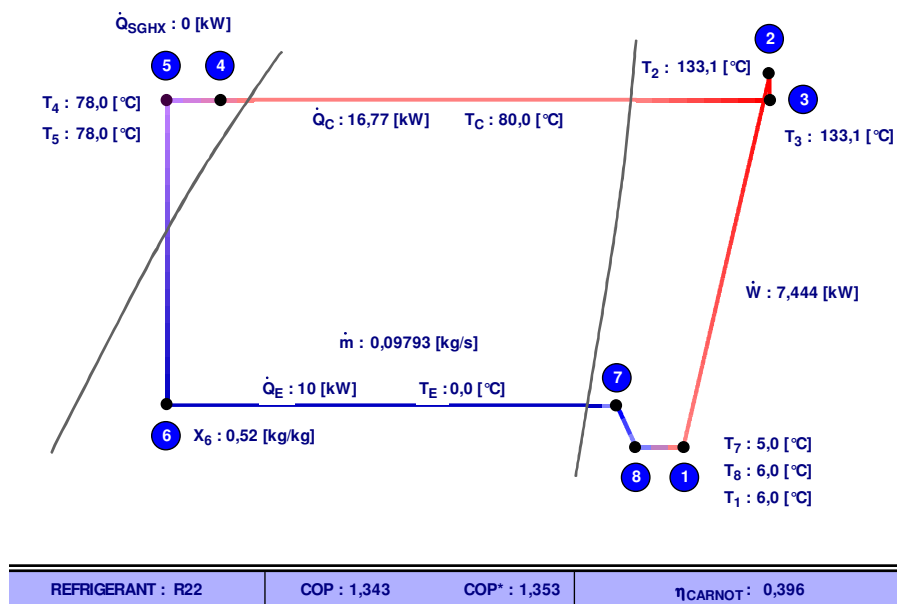


Figura 6.5: Simulação feita no programa CoolPack para uma bomba de calor com um único circuito, operando com R22, temperatura de evaporação de 0 °C e condensação de 80 °C.

As Figuras 6.6 e 6.7 mostram resultados de simulações feitas no programa Coolpack, considerando o uso de um sistema em cascata, correspondente ao esquema mostrado na Figura 6.5, para proporcionar uma temperatura de condensação de 80 °C. A Figura 6.6 mostra as condições para o primeiro circuito ou circuito de baixa pressão e, a Figura 6.7, para o segundo circuito ou circuito de alta pressão.

Para o circuito de baixa pressão (Figura 6.6) foi considerado o R22 como fluido refrigerante, com temperatura de evaporação de 0 °C e condensação de 35 °C. Para o circuito de alta pressão (Figura 6.7) considerou-se o R600a (Isobutano) como fluido refrigerante e, para ser possível a retirada de calor do circuito de baixa, considerou-se uma temperatura de evaporação de 30 °C. Também, para isto, a capacidade de resfriamento do circuito de alta pressão foi correspondente ao calor rejeitado pelo condensador do circuito de baixa pressão (12,1 kW).

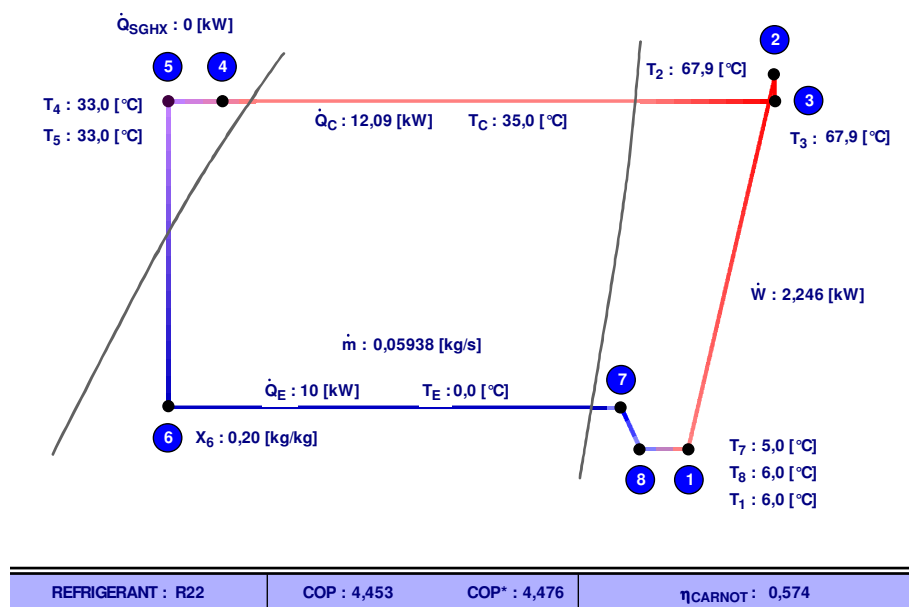


Figura 6.6: Simulação feita no programa CoolPack para o circuito de baixa pressão de uma bomba de calor operando em cascata. Refrigerante empregado R22, temperatura de evaporação de 0 °C e condensação de 35 °C.

A temperatura de descarga para o circuito de baixa (Figura 6.6) foi de 67,9 °C e, para o circuito de alta (Figura 7.7), foi de 83,2 °C, bem inferior aos valores verificados para as condições de operação em um único circuito, tanto em temperatura de condensação de 65 °C como de 80 °C.

Os dados devem ser avaliados conjuntamente, tendo em vista que a bomba de calor seria composta pelos circuitos simulados, ilustrados nas Figuras 6.6 e 6.7. Assim o trabalho total, ou seja, a potência de compressão é correspondente à soma da potência de compressão

do circuito de baixa pressão (2,246 kW) mais a potência de compressão do circuito de alta pressão (4,057 kW), resultando num valor total de 6,303 kW cerca 15% menor que a potencia requerida para a bomba de calor com um único circuito, conforme a simulação mostrada na Figura 6.5.

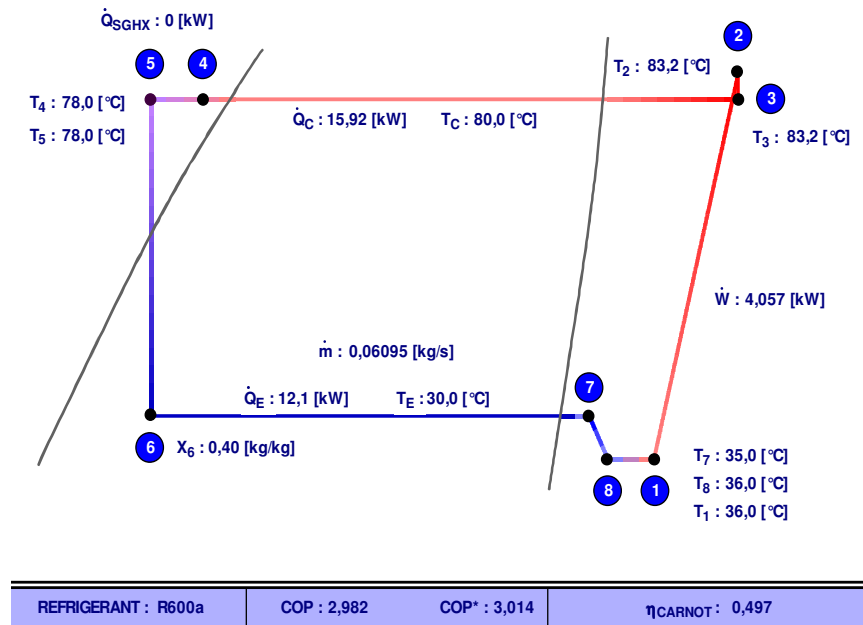


Figura 6.7: Simulação feita no programa CoolPack para o circuito de alta pressão de uma bomba de calor operando em cascata. Refrigerante empregado R600a, temperatura de evaporação de 30 °C e condensação de 80 °C.

Assim, o COP de resfriamento da bomba de calor em cascata, considera a capacidade de resfriamento correspondente à capacidade do circuito de baixa pressão (10 kW), relacionada com a potência total (6,303 kW), resultando num valor de 1,59. O COP para aquecimento, considera a capacidade de aquecimento do circuito de alta pressão (15,92 kW) com a potência total requerida (6,303 kW), resultando num valor de 2,53.

Comparado ao obtido para a simulação mostrada na Figura 3, para a bomba de calor com um único circuito, para uma mesma condição (capacidade de resfriamento, temperatura de evaporação e temperatura de condensação) os valores de COP se mostram ligeiramente maiores para a configuração em cascata. Houve um aumento de cerca a 18% para o COP de resfriamento e, cerca a 12% para o COP de aquecimento.

Assim, conforme a simulação, um sistema de bomba de calor em cascata se mostra mais adequado quando se deseja temperaturas mais elevadas. Isto fica evidente, tanto pela melhoria das condições de operação do compressor (redução da temperatura de descarga), como pela redução do trabalho de compressão e aumento do COP. Há de ser considerado também a possibilidade do emprego de um sistema com duplo estágio de compressão.

É interessante comentar a eficiência de Carnot mostrada no canto inferior direito das Figuras resultantes das simulações com o programa CoolPack, o que a princípio pode parecer estranho, por não se tratar da análise de um motor térmico, pois não é comum o emprego de uma eficiência para bombas de calor, pelos motivos já comentados. Esta eficiência de Carnot (Equação 6.1) utilizada pelos criadores do programa, considera a relação entre o COP real (determinado pela relação entre a capacidade e potência de compressão) e o COP de Carnot, determinado apenas em função das temperaturas de evaporação e condensação, que é o valor máximo possível que um determinado sistema de refrigeração ou bomba de calor pode atingir. Então, esta eficiência dá uma idéia de quanto o sistema de refrigeração ou bomba de calor real se aproxima de um Carnot.

$$\eta_{\text{Carnot}} = \frac{\text{COP}_{\text{real}}}{\text{COP}_{\text{Carnot}}} \quad (6.1)$$

A Equação 6.2 mostra o cálculo do COP de Carnot para um equipamento de refrigeração e a Equação 6.3, o COP de Carnot para uma bomba de calor.

$$\text{COP}_{\text{Resfr Carnot}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (6.2)$$

$$\text{COP}_{\text{Re.sfr Carnot}} = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (6.3)$$

Onde,

T_H - Temperatura de condensação (K);

T_L - Temperatura de evaporação (K).

No caso da bomba de calor em cascata da simulação, o COP de Carnot, considerando a temperatura de condensação de 80 °C e evaporação de 0 °C seria de 3,413 para resfriamento e 4,413 para aquecimento. Assim, aplicando o conceito utilizado no programa CoolPack, a eficiência de Carnot (η_{Carnot}), seria de 0,467 para resfriamento e 0,573 para aquecimento.

É importante que fique demonstrada a viabilidade técnica de uma bomba de calor empregada para o resfriamento e secagem de tomates. E, o uso da configuração em cascata no caso em que seja necessário o uso de temperaturas de secagem mais elevadas. O uso de um reservatório para estocagem da água quente possibilita regularizar a demanda de energia para secagem, suavizando os picos de carga térmica.

O R600a, conforme a simulação realizada mostrou-se adequado para ser usado no circuito de alta pressão, em elevada temperatura de evaporação e condensação. Para este refrigerante a temperatura de descarga foi relativamente baixa quando comparada ao R22, proposto na simulação para o circuito de baixa pressão. A pressão de saturação do R600a, de aproximadamente 1,5 MPa a 80 °C, é relativamente baixa quando comparada ao R22, que é aproximadamente 4 MPa a mesma temperatura.

Com base no valor apurado na simulação para a bomba de calor em cascata, um COP de 2,53, implica em dizer que para cada 1 kW de potência empregada estão sendo produzidos 2,53 kW de potência térmica para aquecimento. Considerando o uso de uma resistência elétrica, para produzir a potência térmica de aproximadamente 16 kW mostrada na simulação, seria necessária uma potência equivalente à carga térmica, ou seja, de 16 kW, ao invés dos 6,303 kW necessários para acionar os dois compressores. Isto representaria uma economia de aproximadamente 60%, próximo do valor que JORDAN (2005) apurou com sua bomba de calor água-água para resfriamento de leite e aquecimento de água, quando foi acionada com energia elétrica.

Uma outra análise poderia ser feita, partindo-se do princípio de que o sistema de resfriamento já exista, sendo aproveitado o calor de condensação para aquecimento de água e secagem de tomates. Seria então implementado o segundo circuito que recuperaria calor do sistema de refrigeração existente. Neste caso, o segundo circuito poderia ser tratado como a bomba de calor propriamente dita e, o consumo de energia seria apenas aquele referente ao consumo do compressor do segundo circuito, aquele necessário para aquecer água para o

processo de secagem. Pois o consumo de energia do compressor do primeiro circuito já existia em função da necessidade de resfriamento. Assim podemos avaliar o COP da bomba de calor, ou seja, o de aquecimento, como sendo o resultante da capacidade de aquecimento pela potência de acionamento apenas do compressor do segundo circuito, que corresponde aos dados mostrados na Figura 6.7. Assim, o valor do COP para aquecimento passaria a ser de 3,924. E, a potência para produzir a carga térmica correspondente a uma resistência elétrica de 16 kW seria de apenas 4,057 kW.

No entanto, deve ser levado em conta que a simulação considerou no cálculo do COP, apenas a potência de compressão, sendo um valor correspondente apenas ao equipamento. Para avaliar a instalação deve ser empregado o COP global, considerando a potência elétrica requerida por equipamentos auxiliares necessários para o funcionamento da bomba de calor, como as bombas d'água nos esquemas mostrados nas Figuras 6.2 e 6.3. No caso, apenas as bombas d'água do condensador e evaporador, pois as bombas d'água do sistema de resfriamento por aspersão e da câmara de secagem devem ser consideradas apenas na determinação da eficiência destes equipamentos, pois não são necessárias a operação da bomba de calor. Deve ficar esclarecido que qualquer outro sistema de aquecimento empregado, resistências elétricas ou aquecedores de queima, necessitariam de circulação forçada de água para aumentar a eficiência de troca de calor.

6.1.2 Modelação empírica para a operação da instalação

A modelação empírica de processos é conhecida desde longa data e aplicada na indústria e com fins acadêmicos para descrever processos no qual o enfoque teórico resulta de difícil utilização ou simplesmente não existe. Embora neste caso seja possível empregar os fundamentos da termodinâmica para avaliar o desempenho da instalação em estudo, a modelação empírica resulta de muita utilidade para enxergar rapidamente as características fundamentais de qualquer processo.

A modelação empírica requer inicialmente da identificação dos fatores que podem influenciar o comportamento do fenômeno que é preciso estudar.

Para estudar um número grande de fatores utilizando reduzido número de experimentos tem-se o planejamento fracionário (2^{k-p}). Este tipo de planejamento experimental tem sua

máxima importância nas primeiras etapas de qualquer pesquisa que é justamente quando o número de possíveis fatores a serem levados em conta fica grande demais MONTGOMERY & WILEY (2001).

6.1.3 Atividade de água em alimentos

A quantidade de água presente em um alimento pode se encontrar na forma de água ligada e não-ligada. A relação entre o teor de água não-ligada ou disponível é denominada de atividade de água. Esse teor é designado como A_w e, é definido em termos de equilíbrio termodinâmico. É um número adimensional, definida como a razão entre a pressão de vapor de água do alimento (p) e a pressão de vapor da água pura sob uma mesma temperatura (p_0), $A_w = p/p_0$.

Os grupos de alimentos com base em suas A_w , abaixo de 0,85 até 0,60 estão os alimentos de atividade de água intermediária como frutas desidratadas, farinhas, cereais, geléias, melado, pescado fortemente salgado, extrato de carne, nozes e alguns queijos maturados. Bactérias patogênicas não se desenvolvem nestes intervalos de A_w . Mas pode ocorrer deterioração provocada por microrganismos xerofílicos, osmofílicos ou halofílicos (SILLIKER, 1980).

6.1.4 Objetivos

- Bomba de calor
 - Operar o sistema de bomba de calor em cascata para produção de água gelada (2 °C) e água quente (85 °C) para resfriamento e secagem de tomates.
 - Realizar operações de resfriamento e secagem de tomates simultaneamente aplicando o sistema de bomba de calor água/água em cascata.

- Resfriamento de tomates
 - Desenvolver um sistema de resfriamento por água gelada por aspersão, resfriada pelo evaporador do primeiro circuito (baixa pressão) do sistema de bomba de calor em cascata;

- Realizar o resfriamento de tomates por água gelada no sistema por aspersão;
- Determinar o tempo de meio resfriamento (TMR);

- Secagem de tomates
 - Desenvolver um sistema de secador a bandejas com ar entrando aquecido pelo calor rejeitado pelo condensador do segundo circuito (alta pressão) do sistema de bomba de calor em cascata;
 - Otimizar os parâmetros que influem no aquecimento do ar de secagem no secador desenvolvido utilizando a análise de variância;
 - Realizar as operações de secagem de tomates;

6.2 MATERIAL E MÉTODOS

6.2.1 Bomba de calor

No Capítulo V foi visto as operações com o sistema de bomba de calor em cascata para encontrar o fluido refrigerante para ser utilizado nos ensaios definitivos na produção de água gelada (primeiro circuito) e água quente (segundo circuito) pelo sistema de bomba de calor em cascata, onde foi determinado que para o ciclo de baixa pressão, primeiro circuito o fluido refrigerante a utilizar é o R22, para o ciclo de alta pressão, segundo circuito o fluido refrigerante é o R600.

Com os fluidos refrigerantes indicados em cada um dos circuitos, este sistema, bomba de calor água/água em cascata operou na produção de água gelada (primeiro circuito) até atingir uma temperatura de 2 °C, e simultaneamente na produção de água quente (segundo circuito) até atingir uma temperatura de 85 °C. Atingidas estas temperaturas foi ligado o sistema de resfriamento de tomates por água gelada por aspersão e simultaneamente posto em operação o aquecimento do secador de bandejas acoplado a este sistema.

6.2.2 Resfriamento de tomates por água gelada

6.2.2.1 Sistema de resfriamento por água gelada por aspersão

Já foi construído um banco de água gelada utilizando o sistema de bomba de calor água/água em cascata como é apresentado no Capítulo V deste trabalho onde o sistema trabalha com R22 no primeiro circuito (baixa pressão) e com R600 no segundo circuito (alta pressão). No primeiro circuito (resfriamento de água) foi acoplado um sistema de resfriamento por água gelada por aspersão tipo chuveiro, onde uma bomba centrífuga transporta a água gelada desde o tanque reservatório de 700 litros a través de um tubo de plástico PVC de 1 de polegada de diâmetro até uma bandeja de cinco que está situada a uma distância de 68 cm do tanque reservatório, as dimensões desta bandeja é de 60 x 40 x 15 cm perfurada com 4 furos de 8,5 mm de diâmetro a cada distância de 45 mm na base que permite realizar a aspersão da água gelada aos frutos distribuídos em uma caixa de plástico de 55 x 36 x 21 cm com 24 furos retangulares diferentes dimensões fazendo uma área livre de 1400 mm² por cada área de 374 cm² na base de caixa, e com 58 furos de 460 mm² por cada 1155 cm² nos lado da caixa. Esta

caixa de plástico está situada a uma distância de 15 cm da base da bandeja de cinco, distância que percorre a água gelada até primeiro nível de tomates em resfriamento como é indicado por CORTEZ *et al.* (2002).

A passagem da água gelada pela caixa de plástico contendo os tomates retira rapidamente o calor da superfície deste fruto e retorna ao tanque reservatório de água gelada completando o circuito de resfriamento por aspersão. Para a medição de vazão de água gelada que passa pela caixa de plástico foi instalado um rotâmetro Digiflow com características descritas no Capítulo 5. Para o controle da temperatura no sistema foi instalados termopares do tipo conjugado no tanque reservatório, do tipo “T” na caixa de plástico e ligado ao sistema de aquisição de dados A/D CAD 12/32-32 da marca Lynx. Nas Figuras 6.8 e 6.9 está apresentados o sistema de resfriamento por água gelada por aspersão como foi descrito anteriormente.

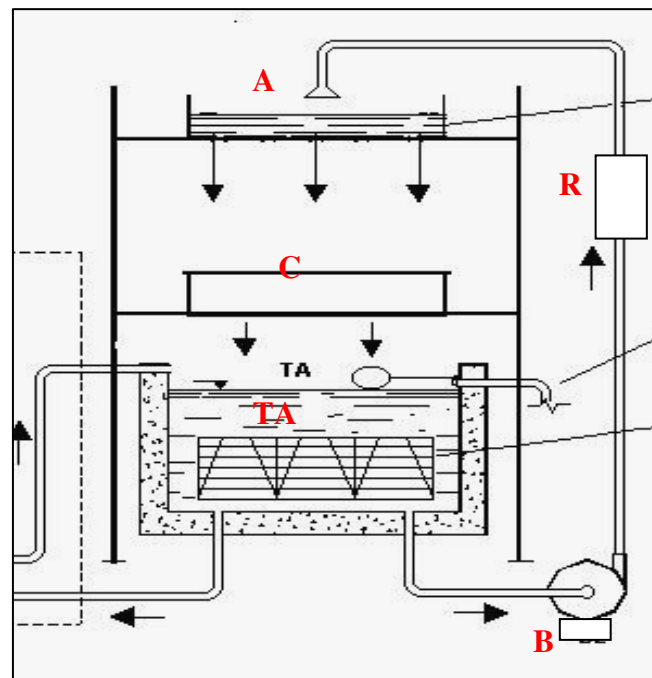


Figura 6.8: Esquema do sistema de resfriamento por água gelada por aspersão tipo chuveiro. A= sistema de aspersão, B = bomba centrífuga para recirculação de água, C = Caixas de plástico para conteúdo de produto a resfriar, TA = tanque reservatório de água gelada, R = rotâmetro par controle de vazão de água gelada.

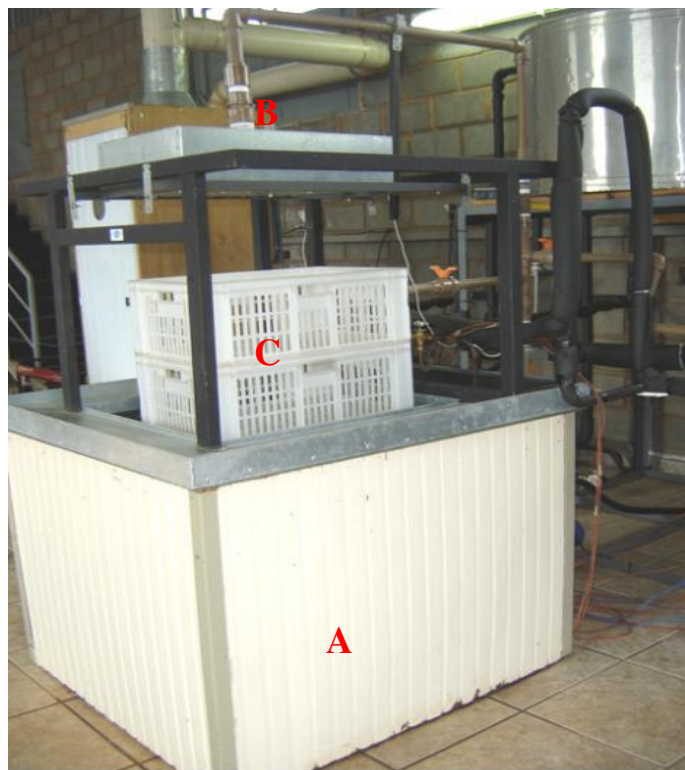


Figura 6.9: Fotografia do sistema de resfriamento por água gelada por aspersão tipo chuveiro. A= tanque reservatório de água gelada, B = Sistema de aspersão de água gelada, C = Caixas de plástico para conteúdo de produto a resfriar.

6.2.2.2 Processo de resfriamento de tomates por água gelada por aspersão

Os tomates que chegam do campo estão geralmente com temperatura perto a 25 °C, para retirar este calor no fruto foi utilizado o sistema de resfriamento por água gelada por aspersão tipo chuveiro. Este método foi escolhido segundo VIGNEAULT *et al.* (2000), onde os autores apresentam o resfriamento por água gelada como um método viável para conservação de tomates.

A quantidade de tomates utilizada em cada experimento foi de 20 kg, colocados em caixa de plástico segundo a metodologia utilizada por PACCO *et al.* (2005) e CORTEZ *et al.* (2002), onde o arranjo dos tomates na caixa plástica foi de forma alternada, consiste em dispor os tomates em cada camada de forma que cada três frutas adjacentes formem um triângulo equilátero e cada tomate da próxima camada se apóie em três tomates da camada anterior.

No centro geométrico dos 2 tomates foi colocado termopar tipo “T” para o controle da temperatura de resfriamento. Estes tomates com os termopares foi distribuido no centro geométrico da caixa com os tomates. Seguidamente a caixa foi ubicada no sistema para realizar a operação de resfriamento, que consistiu em ligar a bomba de recirculação de água gelada desde o tanque reservatório até os frutos, a vazão de água utilizada no sistema de resfriamento foi de $7,7 \text{ ls}^{-1}\text{m}^{-2}$, medida por um rotâmetro como foi descrito anteriormente.

A água gelada utilizada neste sistema para o resfriamento dos tomates é tratada com cloro, numa proporção de 60 a 70 ppm (60 a 70 mg de cloro, por litro de água), não devendo, todavia, ultrapassar 80 ppm, para que o cloro continue agindo como desinfetante segundo como indicado por CORTEZ *et al* (2002).

Para determinação do tempo de meio resfriamento de resfriamento foi utilizando a metodologia seguida por KADER (2002) citado por CASTRO (2004), o tempo de meio resfriamento consiste no tempo necessário para resfriar o produto até a temperatura média entre a temperatura inicial (T_i) e a do meio de resfriamento (T_a). Refere-se ao tempo em que a diferença da temperatura entre o produto e o meio ao seu redor se torna igual à metade da diferença inicial de temperatura, isto é apresentado na Equação 6.4 onde T é a temperatura do produto em qualquer ponto ao longo do resfriamento.

$$(1/2) = \frac{(T - T_a)}{(T_i - T_a)} \quad (6.4)$$

6.2.3 Secagem de tomates em fatias

6.2.3.1 Secador

Foi desenvolvido um secador de bandejas de material chapa de aço e pintado com tinta branca inerte, o secador mostrado na Figura 6.10 foi desenvolvida com dimensões externas de 195 x 68,5 x 77 cm com proteção exterior por madeira compensada de 24 mm de espessura. Este secador interiormente está dividido em duas áreas chamadas de câmaras, a primeira câmara está na parte inferior do secador onde foi instalado o trocador de calor de serpentina (aletado) de cobre de 16 mm de diâmetro exterior por onde passa a água de

aquecimento, a segunda é a câmara de secagem para 10 bandejas para uma carga máxima de 50 kg de tomates como é mostrada na Figura 6.11. As dimensões da câmara de secagem são 70 x 58,5 x 89 cm.



Figura 6.10: Secador de bandejas do sistema de bomba de calor em cascata.



Figura 6.11: Secador de bandeja com capacidade para 50 kg de produto.

O aquecimento do ar que entra ao secador consta de um trocador de calor descrito anteriormente e na parte posterior do secador está instalada outro trocador de calor que é parte do condensador do segundo ciclo do sistema de bomba de calor em cascata (ciclo de alta pressão), este trocador está conectado a outro trocador de calor a placas brasadas ou condensador do ciclo de alta pressão responsável pelo aquecimento da água do tanque reservatório de água quente.

Como está apresentado na Figura 6.12, desde o tanque reservatório de água quente (A) produzida pelo segundo circuito (alta pressão) da bomba de calor em cascata, com auxílio de uma bomba centrífuga (B) modelo QB-60, é transportada a água quente à temperatura programada no secador de bandejas (C) para manter uma temperatura constante na câmara de secagem, esta água circula através do trocador de calor da primeira câmara do secador a uma vazão de $4,2 \text{ l s}^{-1}$ medidos por um rotâmetro (D) da marca Digiflow modelo K-38-V



Figura 6.12: Sistema de aquecimento por água quente. A = tanque reservatório; B = bomba centrífuga; C = secador de bandejas; D = rotâmetro.

Foi instalado no secador como ser observado na Figura 6.13 um sistema de tubulação de material plástico com diâmetro interior de 200 mm (B) com a finalidade produzir uma recirculação de ar quente no secador (A), onde estão instaladas chaves na entrada (D) e saída do secador (E) que permitem controlar a recirculação de ar de recirculação no secador.

O fluxo máximo de ar quente no secador e na entrada da primeira bandeja é de 0,23 m³/s, produzidas por dois ventiladores axiais marca Elco, Modelo N10-20/734BR, de 10/36W – 1300/1550 RPM, para fonte de alimentação de 220V, 60Hz, 0,30A. Instalados uma na entrada e a outra na saída do secador. Para a medição do fluxo de ar no secador foi utilizando um tubo de Pitot conectado a um transdutor de pressão marca Cole Parmer, modelo Vernon Hills, IL 60061 e instalado na Placas A/D CAD 12/32-32.

As bandejas utilizadas no secador são de aço inoxidável com perfuração de 2,50 mm de diâmetro e com dimensões de 57 x 68 cm.



Figura 6.13: Secador com sistema de recirculação do ar de secagem. A = secador; B = recirculação do ar; C = entrada ar ambiente; D saída do ar quente.

6.2.3.2 Modelação empírica para a operação da instalação

Planejamento experimental

Realizou-se um planejamento experimental para determinação da importância relativa dos fatores envolvidos no funcionamento da instalação em estudo, onde foram identificadas as variáveis independentes ou fatores. Os fatores são listados a seguir de forma codificada, utilizando letras:

A = Temperatura de entrada ($^{\circ}\text{C}$) variando entre 60 e 75 $^{\circ}\text{C}$, com o símbolo T para a variável natural;

B = Fluxo de ar ambiente entrando na instalação (F_a , símbolo para a variável natural), variando entre 50 e 100 % do fluxo possível ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$);

C = Fluxo de ar na saída do secador (Fs, símbolo para a variável natural), variando entre 50 e 100 % do fluxo possível ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$);

D = Fluxo de ar de recirculação (Fc, símbolo para a variável natural), variando entre 50 e 100 % do fluxo possível ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$);

E = Fluxo de ar do ventilador 1 (F1, símbolo para a variável natural), variando entre 0 e 100 % do fluxo possível ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$);

F = Fluxo de ar do ventilador 2 (F2, símbolo para a variável natural), variando entre 50 e 100 % do fluxo possível ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$);

G = Carga no secador (kg), com M como símbolo da variável natural. Este fator foi estudado entre 3,0 e 6,0 kg.

Uma maneira conveniente de estudar um número grande de fatores utilizando um reduzido número de experimentos tem-se o planejamento fracionário (2^{k-p}). Este tipo de planejamento experimental tem sua máxima importância nas primeiras etapas de qualquer pesquisa que é justamente quando o número de possíveis fatores a serem levados em conta fica grande (MONTGOMERY & WILEY, 2001).

A base do planejamento é escolher uma ou mais termos de interações numa apropriada função objetivo, que segundo o pesquisador devem ter uma chance muito pequena de existir e no seu lugar estudar fatores adicionais mantendo o mesmo número inicial de experimentos.

Como o objetivo deste experimento foi determinar a influência relativa dos fatores acima listados sobre a atividade da água (A_w definido por SILLIKER, 1980) na secagem de tomates, onde foi escolhido um planejamento fracionário saturado 2^{7-4} , que permite estudar 7 fatores com só 8 experimentos.

A precisão do planejamento foi acrescentada com um segundo planejamento 2^{7-4} , mais esta vez com os contrastes geradores ternários com os sinais contrários (BARROS *et al.*, 2001).

Atendendo ao anterior planejamento, a função objetivo é apresentada pela Equação 6.5:

$$Aw = b_0 + b_1A + b_2B + b_3C + b_{12}AB + b_{23}BC + b_{13}AC + b_{123}ABC \quad (6.5)$$

Considerando que nenhuma interação vai resultar significativa (na faixa experimental escolhida), se estabelecem as condições de planejamento que vão dar lugar aos contrastes geradores.

As condições do primeiro planejamento 2^{7-4} foram:

D = AB; E = BC; F = AC e G = ABC

Os contrastes geradores correspondentes são:

(1, ABD, BCE, ACF, ABCG).

O segundo planejamento 2^{7-4} apresenta as mesmas condições de planejamento, mais com os sinais contrários com exceção de G:

D = - AB; E = - BC; F = - AC e G = ABC

O que dá lugar ao seguinte grupo de contrastes geradores:

(1, - ABD, - BCE, - ACF, ABCG)

Desse modo, os efeitos dos 7 fatores podem ser determinados livres de associações com interações ternárias e como por outro lado estamos considerando que as interações ternárias e superiores são iguais a zero, cada efeito principal fica totalmente determinado.

A discussão é dividida em duas partes: a) Análise do planejamento saturado; b) Análise do modelo de regressão.

6.2.3.3 Instrumentação e controle

O secador possui um sistema de medição de temperatura o qual é composto por dois termopares de tipo “T” ligados a um indicador de temperatura digital (Cole-Parmer Instrumental – Indústria Brasileira). Um termopar é ligado logo abaixo da amostra para se obter a temperatura do ar de secagem na entrada da bandeja. Um segundo é instalado a 20 cm acima da bandeja com o fruto em secagem, obtendo-se a temperatura de saída do ar de secagem. O secador também possuiu um instrumento programador de temperatura (COEL, TLZ10), o qual permite controlar a temperatura de trabalho desejado no secador.

Para a medição do fluxo de ar no secador foi instalado um tubo de Pitot conectado a um transdutor de pressão marca Cole Parmer, modelo Vernon Hills, IL 60061 e ligado na Placa A/D CAD 12/32-32.

Antes do início de cada ensaio, o equipamento foi colocado em funcionamento nas condições de secagem. O sistema foi ligado combinando-se o trocador de calor com fluido refrigerante e a água quente para atingir a temperatura exigida.

6.2.3.4 Processo de secagem de tomates em segmentos

Na secagem de tomates em segmentos de oito unidades foi realizado utilizando a metodologia utilizada no Capítulo III de secagem.

A variedade de tomate utilizada é Débora no estado de maturação maduro com coloração vermelha foi determinada visualmente, e tamanho médio de 64 mm de diâmetro medidos com paquímetro digital (Mitutoyo 500-144B, +/-0,03mm, Ind. Brasileira), e de massa média de 140 g, utilizando uma balança semi-analítica (MARTE A51000C N°252528, +/-0,01). Foram feitas as seguintes determinações: umidade, pH, acidez e sólidos solúveis (°Brix) segundo métodos utilizados por PACCO (2003). A sanitização dos tomates foi realizada em água clorada, a 0,5% de cloro ativo, para eliminar a contaminação por microorganismos (MOURA *et al.*, 1998, citados por CAMARGO & QUEIROZ, 2003), e foi realizada após a lavagem com água da rede pública. Depois da drenagem da água da lavagem os tomates foram cortados manualmente com a ajuda de uma faca de aço inoxidável em segmentos de 8 na forma de gomos de laranja segundo o ensaio programado, seguidamente, com ajuda de uma colher, foram retiradas as sementes, colocados em bandejas na quantidade de massa (3 a 6 kg) segundo programado, e levado para o secador com a temperatura (60 e 75°C) e fluxo de ar (0,20 a 0,23 m³/s) programado para cada ensaio.

A saída de água do produto no tempo de secagem foi medida utilizando uma balança de relógio de marca Vicris, com divisões de 20 gramas, e com capacidade de carga máxima de 20 kg.

A umidade final do produto seco depois do tempo programado para a secagem, foi seguindo a metodologia utilizada por PACCO (2003). Foi realizada a determinação de

atividade de água (A_w) utilizando o aparelho portátil denominado Decagon de marca BrasEq, modelo Pawkit com série N° P03325, faixa de medição (A_w) de 0,00 a 1,00, exatidão 0,02.

6.3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.3.1 Sistema bomba de calor

O sistema de bomba de calor água/água em cascata operou com os fluidos refrigerantes determinados no Capítulo V em que para o ciclo de baixa pressão, primeiro circuito o fluido refrigerante a utilizar foi o R22, para o ciclo de alta pressão, segundo circuito o fluido refrigerante foi o R600.

Quanto maior foi a temperatura (75 °C) de secagem, menor foi o COP da bomba de calor (circuito de resfriamento 1,35; circuito de aquecimento 2,39) e maior o consumo de energia em consequência da elevação da temperatura da água quente gerada. Assim, é importante estudar os fatores temperatura e tempo na secagem, visando avaliar o impacto do consumo de energia de periféricos do secador, como ventiladores e bomba de água quente. Se por um lado a redução de temperatura permite uma elevação no valor do COP, aumenta o tempo de secagem, aumentando o consumo de energia destes equipamentos auxiliares. O efeito da qualidade do produto em relação ao tempo e a temperatura de secagem também deve ser avaliado.

Outros resultados importantes do sistema de bomba de calor em cascata foram apresentados no Capítulo 5.

6.3.2 Resfriamento por água gelada

Na Tabela 6.1, apresenta-se dados de resfriamento por água gelada por aspersão de tipo chuveiro com vazão de água gelada de $7,7 \text{ l s}^{-1} \text{ m}^{-2}$. Os tomates da variedade “Débora” com estado de maturação verde maduro apresentaram diâmetro médio de 63,05 mm, massa média de 125,95 gramas por unidade, a umidade foi de 86,93%, pH de 4,42, e Brix de 4,1. A quantidade utilizada no experimento para resfriamento foi de 20 kg.

Tabela 6.1: Dados de resfriamento por água gelada por aspersão ($7,7 \text{ ls}^{-1}\text{m}^{-2}$) de tomates “Débora” verde maduro com a utilização sistema bomba de calor em cascata.

Tempo min	Tambient °C	Tágua °C	T1prod °C	T2 prod °C	média °C
0	27,77	3,48	25,77	22,18	23,98
5	27,90	3,68	24,60	21,57	23,09
10	28,24	5,09	17,63	17,44	17,54
15	27,73	5,33	13,66	13,65	13,66
20	28,42	5,69	10,95	10,11	10,53
25	27,65	5,54	9,44	8,83	9,14
30	27,80	5,99	9,12	6,50	7,81
35	28,16	5,83	7,60	7,24	7,42
40	28,07	5,68	7,22	6,73	6,98

A Figura 6.14 mostra o resultado típico de resfriamento de tomates por água gelada por aspersão e no tempo de 40 minutos para atingir uma temperatura no produto de $6,73 \text{ °C}$, tempo muito perto aos apresentado por CORTEZ *et al.* (2002) no comportamento da temperatura em função do tempo de resfriamento por água gelada.

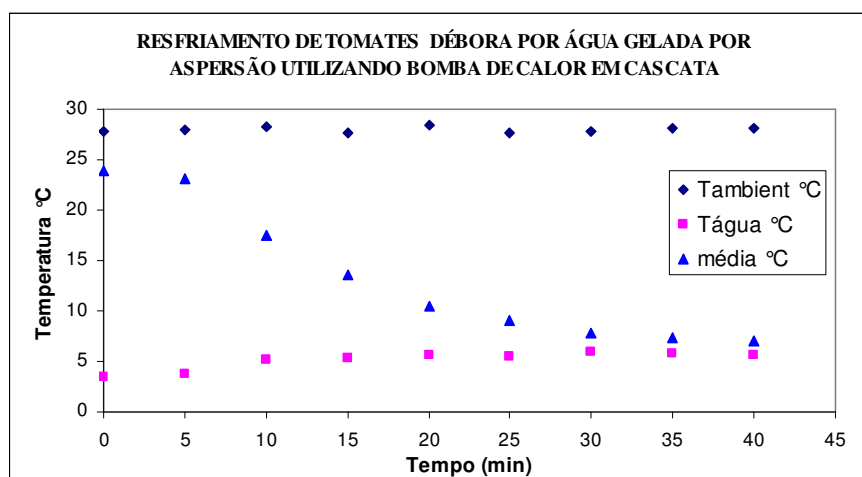


Figura 6.14: Resfriamento de tomates verde maduro da variedade “Débora” por água gelada por aspersão do tipo chuveiro utilizando bomba de calor em cascata.

O tempo de meio resfriamento foi calculado utilizando a Equação 6.4 e os valores da Tabela 5.1, onde obteve-se o valor de $TMR = 13,73 \text{ °C}$. Segundo este resultado o tempo gasto é de 15 minutos para resfriar da temperatura de $23,98 \text{ °C}$ até $13,73 \text{ °C}$ (tempo de meio

resfriamento), então serão necessários outros 15 minutos adicionais para resfriar a carga até atingir uma temperatura de 6,86 °C resultados que estão de acordo com a literatura consultada.

6.3.3 Secagem de tomates

6.3.3.1 Secador de bandejas

O secador de bandejas desenvolvido com as características descritas neste estudo e acoplado ao sistema de bomba de calor em cascata aproveitando o calor rejeitado pelo condensador do segundo circuito (alta pressão) se desenvolveu apropriadamente nos ensaios de aquecimento do ar de secagem e similarmente na operação de secagem de tomates. Conseguiu-se manter temperaturas constantes no aquecimento do ar de secagem e nas operações de secagem nas faixas de 60 e 75 °C respectivamente como foi programado.

O sistema de recirculação de ar quente acoplado ao secador permitiu menor tempo de aquecimento no ar de secagem e nas operações de secagem.

6.3.3.2 Análise do planejamento experimental saturado

A matriz dos experimentos assim como as respostas obtidas para este planejamento é mostrada na Tabela 6.2 na forma codificada (1 para o nível superior e -1 para o nível inferior de cada fator).

Tabela 6.2: Matriz dos experimentos e resposta para o planejamento 2^{7-4}

Exp N°	A	B	C	D	E	F	G	Aw
1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	0,877
2	1	-1	-1	-1	-1	1	1	0,867
3	-1	1	-1	-1	1	-1	1	0,700
4	1	1	-1	1	-1	-1	-1	0,857
5	-1	-1	1	1	-1	-1	1	0,843
6	1	-1	1	-1	1	-1	-1	0,750
7	-1	1	1	-1	-1	1	-1	0,913
8	1	1	1	1	1	1	1	0,580
9	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	0,920
10	1	-1	-1	1	1	-1	1	0,507
11	-1	1	-1	1	-1	1	1	0,813
12	1	1	-1	-1	1	1	-1	0,600
13	-1	-1	1	-1	1	1	1	0,763
14	1	-1	1	1	-1	1	-1	0,773
15	-1	1	1	1	1	-1	-1	0,900
16	1	1	1	-1	-1	-1	1	0,850

Seguindo essa metodologia foi possível estabelecer uma ordem de importância relativa na operação da instalação em estudo.

Como segundo resultado, foi obtido um modelo de regressão que descreve como varia a resposta analisada, neste caso Aw, em função dos fatores que, segundo os resultados do planejamento saturado, foram identificados como significativos.

a) Análise do planejamento saturado

A Tabela 6.3 de ANOVA indica que para a resposta atividade de água Aw, os fatores mais importantes são: Fluxo de ar fornecido pelo ventilador 1 (Fator E) e a temperatura da no secador (Fator A).

O resto dos fatores considerados é não significativo dentre a região experimental escolhida para os primeiros testes. Com a gráfica de Pareto padronizada para a atividade de água, esta conclusão é mostrada na Figura 6.15.

Tabela 6.3: Análise de Variância na operação do secador em função dos fatores indicados.

Fonte	S Quadrado	GL	Q Médio	F	P valor
Fator A	0,038907600	1	0,038907600	5,74	0,0435
Fator B	0,000742563	1	0,000742563	0,11	0,7492
Fator C	0,003600600	1	0,003630060	0,54	0,4853
Fator D	0,000915063	1	0,000915063	0,13	0,7229
Fator E	0,056525100	1	0,056525100	8,33	0,0203
Fator F	0,001207560	1	0,001207560	0,18	0,6842
Fator G	0,008602560	1	0,008602560	1,27	0,2927
Erro Total	0,054253500	8	0,006781690		
Total (corr)	0,164784000	15			

Onde:

S = soma

Q = quadrado

GL = Grados de liberdade

Gráfico de Pareto Padronizado para Aw

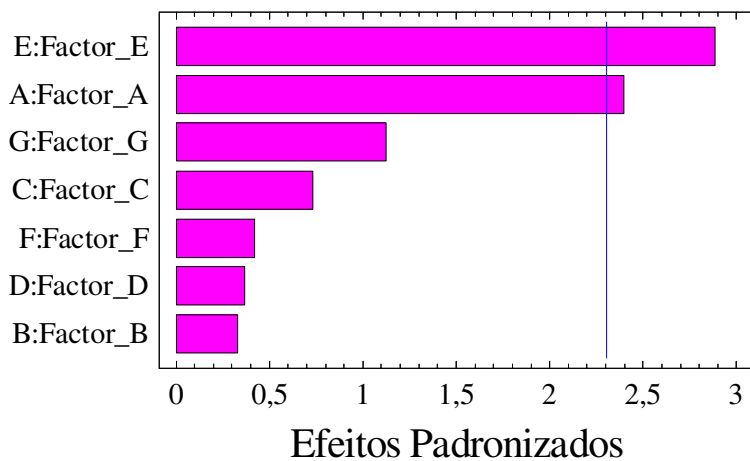


Figura 6.15: Gráfica de Pareto padronizado para atividade de água (Aw).

A qualidade dos dados estatísticos que tem sido processado pode ser avaliada através do gráfico de probabilidade normal dos resíduos.

Como as maiorias dos pontos ficam sobre ou muito perto da reta, pode-se afirmar que os dados experimentais processados tem sido adequadamente levantados desde o ponto de vista estatístico e, portanto podem ser usados para tirar conclusões confiáveis.

b) Modelo de regressão

Embora o principal propósito do planejamento experimental tenha sido o estabelecimento dos fatores mais importantes para o melhor funcionamento da instalação em estudo, também é possível avaliar um modelo matemático que possa descrever a variação da resposta de atividade de água A_w em função dos fatores considerados como mais importantes segundo a ANOVA.

O procedimento seguido foi fazer a análise de regressão de atividade de água A_w levando em conta somente os fatores significativos e sua interação como é apresentado na Tabela 6.4.

Tabela 6.4: Análise de variância para o modelo com resposta A_w .

Fonte	S Quadrado	GL	Q Médio	F	P valor
Fator A	0,0389076	1	0,03890760	9,51	0,0095
Fator E	0,0565251	1	0,05652510	13,81	0,0029
AE	0,0202351	1	0,02023510	4,94	0,0462
Erro Total	0,0491163	12	0,00409302		
Total(corr.)	0,1647840	15			

$$R^2 = 70,1935 \%$$

Onde:

S = soma quadrados

Q = quadrado médio

GL = Grados de liberdade

O modelo de regressão correspondente é dado pela Equação 6.6:

$$A_w = 0,800562 - 0,0493125 * \text{Fator_A} - 0,0594375 * \text{Fator_E} - 0,0355625 * \text{Fator_A} * \text{Fator_E} \quad (6.6)$$

Onde:

A_w = atividade de água no produto;

Fator_A = temperatura de entrada no secador;

Fator_E = ventilador 1 instalado no secador

Como o modelo foi obtido na forma codificada, o modelo final em termos dos fatores reais é calculado usando as seguintes equações de decodificação 6,7 e 6.8:

$$\text{Fator E} = (F1 - 0,1085) / 0,1085 \quad (6.7)$$

$$\text{Fator A} = (T - (60 + 75)/2) / (75 - 60) / 2 \quad (6.8)$$

Onde:

$F1$ = fluxo de ar na entrada do secador, m^3/s ;

T = temperatura na entrada do secador, $^{\circ}\text{C}$.

Substituindo as equações antecedentes 6.7 e 6.8 no modelo codificado na Equação 6.6, pode-se obter o modelo final em termos do fluxo $F1$ ($\text{m}^3 \text{ s}^{-1}$) e a temperatura de entrada ($^{\circ}\text{C}$) apresentando a Equação 6.9:

$$\begin{aligned} A_w = & 0,800562 - 0,0493125 * ((T - (60 + 75)/2) / (75 - 60) / 2) \\ & - 0,0594375 * ((F1 - 0,1085) / 0,1085) - 0,0355625 * ((T - (60 + 75)/2) / (75 - 60) / 2) \\ & * (F1 - 0,1085) / 0,1085 \end{aligned} \quad (6.9)$$

Embora o modelo tenha um R^2 (70,1935) relativamente baixo, o gráfico de probabilidade normal para os resíduos do modelo confirma a boa qualidade dos dados

experimentais devido ao fato de que as maiorias dos resíduos aparecem sobre a reta tal como é mostrado na Figura 6.16.

Grafico de Probabilidade Normal no modelo para Aw

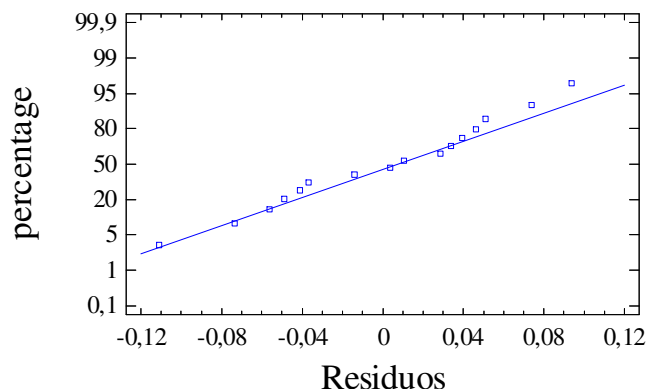


Figura 6.16: Gráfica de probabilidade normal no modelo para atividade de água (Aw).

O modelo obtido é valido dentre da região experimental delimitada pelos valores assumidos pelos fatores considerados.

6.3.3.3 Secagem de tomates em segmentos

Na Tabela 6.5 apresenta-se os dados para cada ensaio realizado no secador de bandejas com fonte de ar de secagem aquecido pelo calor rejeitado pelo sistema bomba de calor no ciclo de alta pressão, onde deve-se considerar que somente para o ensaio 60M13 o tempo de secagem foi de dez horas, e no resto dos ensaios o tempo de secagem foi de seis horas. Nestes resultados pode-se observar que o ensaio 75M24 apresenta menor conteúdo de umidade (21,49%) e atividade de água (0,60), comprado com o ensaio 75M12 que apresenta uma umidade elevada (69,88%) e atividade de água (0,88), trabalhados a mesma temperatura e carga, isto assume-se que é afetado pela umidade e fluxo no ar na entrada do secador como observado nos dados da Tabela 6.5.

Tabela 6.5: Dados dos ensaios realizados no secador com ar de secagem aquecido pelo calor rejeitado pelo sistema de bomba de calor em cascata, para secagem de tomates em fatias.

	Tomate	Temper	Umid_ar	Fluxo	Produto	
	kg	°C	g/kg	m³/s	Aw	%U
60M17	3,13	61,20	14,50	0,220	0,91	79,67
60M15	6,26	60,51	10,70	0,216	0,84	51,67
60M13	5,88	61,58	33,74	0,218	0,72	27,98
60M21	3,06	58,03	19,70	0,225	0,92	81,00
60M23	6,50	61,05	6,50	0,230	0,83	53,11
75M24	3,29	76,96	28,43	0,222	0,60	21,49
60M11	2,88	61,72	25,41	0,220	0,88	63,80
75M12	6,26	75,96	35,37	0,214	0,88	69,88
75M14	3,04	74,10	32,41	0,206	0,88	58,38
75M16	3,24	73,90	22,51	0,206	0,75	36,69
75M18	3,18	72,90	26,96	0,223	0,74	32,80
75M22	6,16	75,94	31,27	0,212	0,62	24,29
60M25	6,12	59,47	20,16	0,216	0,81	55,48
75M26	3,22	75,40	22,75	0,213	0,77	42,96
60M27	3,25	61,66	18,17	0,227	0,90	73,77
75M28	6,15	68,16	20,69	0,215	0,88	63,85

Quando a secagem foi realizada a 60°C, o menor conteúdo de umidade (51,67%) e atividade de água (0,84) foi para o ensaio 60M15, e conteúdo mais alto para o ensaio 60M21 com 81% Ubu e 0,92 de atividade de água. Este resultado estaria influenciado pela menor temperatura (58,0 °C) e alta umidade (19,7 g/kg) no ar que ingressa ao secador no ensaio 60M21 comparado com dados do ensaio 60M15 com maior temperatura (60,5°C) e menor umidade (10,70 g/kg) na entrada do secador e ainda com maior carga por secar.

Na Figura 6.17, apresenta-se a curva de secagem a 75°C tempo (min) e umidade adimensional quando se opera com tomates em segmentos com carga mássica de 3 kg. Onde pode-se observar que nos primeiros 200 minutos a taxa de secagem é elevada e desde ali começa a diminuir.

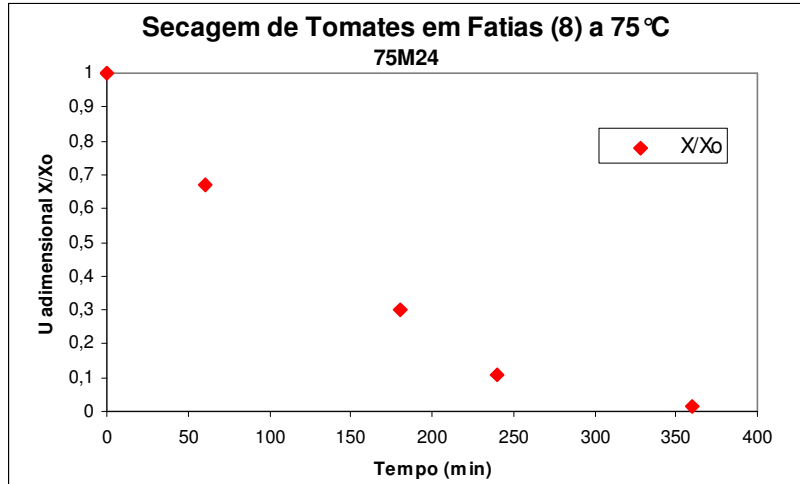


Figura 6.17: Gráfico de tempo (min) e umidade adimensional, da secagem de tomates em segmentos de oito a uma temperatura de 75°C por tempo de seis horas. Com 0,60 Aw; 21,49% Ubu no produto final. (75M24). Os dados estão apresentados na Tabela D-1 (Apêndice D).

Na Figura 6.18, apresenta-se a curva de secagem a 75°C tempo (min) e umidade adimensional quando se trabalha com tomates em fatias com carga mássica de 6 kg onde podemos observar que nos primeiros 200 minutos de secagem igualmente a taxa de secagem é elevada e seguidamente diminui até ficar constante.

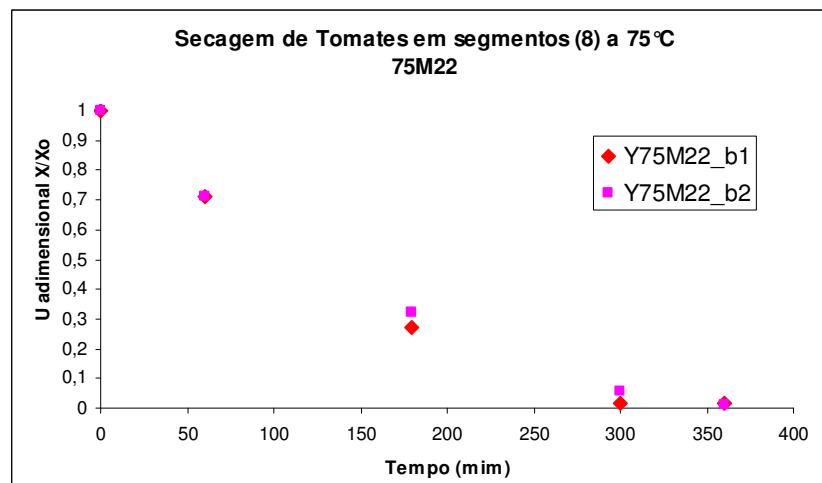


Figura 6.18: Gráfico de tempo (min) e umidade adimensional, da secagem de tomates em fatias de oito a uma temperatura de 75°C por tempo de seis horas. Com 0,62 Aw; 24,29 %Ubu no produto final. (75M22). Os dados estão apresentados na Tabela D-2 (Apêndice D).

Na Figura 6.19, apresenta-se a curva de secagem a 60°C tempo (min) e umidade adimensional quando se trabalha com tomates em fatias com carga mássica de 6 kg. Nesta operação a taxa de secagem é maior até os primeiros 300 minutos, ou seja, 100 minutos maior quando a secagem se realiza a 75°C.

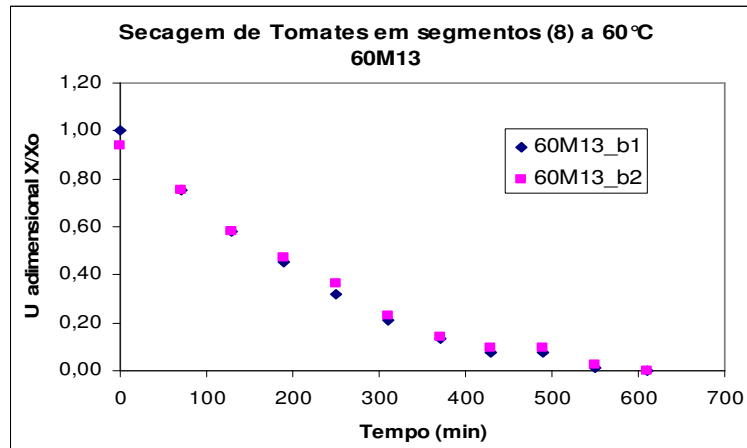


Figura 6.19: Gráfico de tempo (min) e umidade adimensional (X/X_{eq}), da secagem de tomates em fatias de oito a uma temperatura de 75°C por tempo de dez horas. Com 0,72 Aw; 27,98%Ubu no produto final. (60M13). Os dados estão apresentados na Tabela D-3 (Apêndice D).

Na tabela 6.6 apresentam-se dados calculados com a umidade de equilíbrio (X_{eq}), coeficiente de secagem (Coef. Secagem), tempo de meia secagem (TMS), e o coeficiente de determinação múltipla (R^2), para tomates cortados em segmentos de oito unidades e sem sementes, secos por seis horas no secador em estudo, onde pode-se observar que o melhor tempo de meia secagem (104,81 min) foi quando se opera a 75°C, considerada temperatura elevada em comparação quando se opera a 60°C, com a mesma quantidade de produto (3 kg), este tempo de meia secagem (170,48 min) é a melhor quando somente se opera com 60°C.

Tabela 6.6: Resultados de umidade de equilíbrio (X_{eq}), Coeficiente de secagem, Tempo meio de secagem (minutos) e Coeficiente de determinação múltipla (R^2) para os ensaios indicados.

Ensaio	X equilíbrio	Coeficiente Secagem	TMS min	R^2
75M24	-100	-0,00661	104,8092	99,47017
75M22	-435	-0,00499	138,771	99,01931
75M18_b1	-540	-0,0046	150,606	99,56827
75M18_b2	-504	-0,00457	151,6918	99,80926
60M13_b1	-49	-0,00407	170,4803	99,59422
60M13_b2	-138	-0,00352	196,9278	99,55207
60M21	0	-0,00303	228,7973	99,9816
60M27	-880	-0,00291	238,172	99,95732
75M12_b1	-1490	-0,00244	284,6496	99,94791
75M12_b2	-1570	-0,00222	312,7692	99,91113
60M17	-2800	-0,00145	479,4676	99,96215

Nas figuras de 6.20 a 6.23, estão apresentados curvas de Tempo (min) por $\ln(X)$ -Modelo, onde se pode observar a queda de umidade adimensional no tempo para os ensaios indicados, encontrando-se o menor tempo quando se opera a 75°C comparado quando se opera a 60°C .

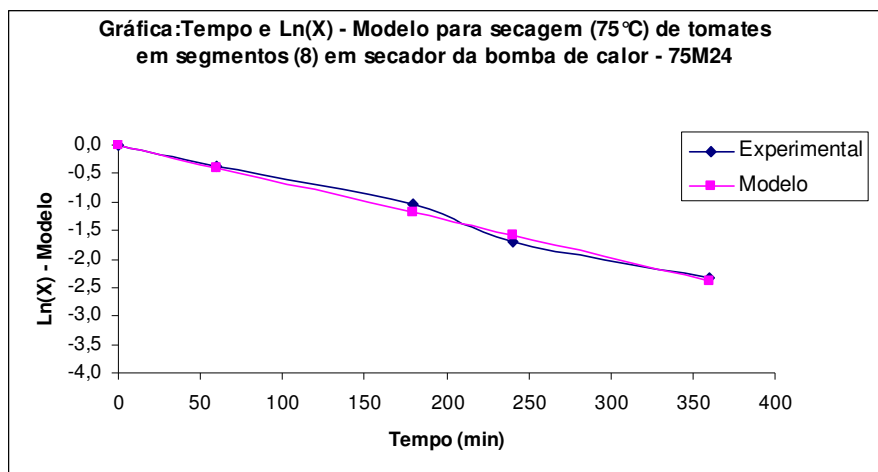


Figura 6.20: Curva de secagem (75°C), tempo e $\ln(X)$ – Modelo; com $X_{eq}(-100)$; coeficiente de secagem (-0,00661); TMS(104,81 min); $R^2(99,4702)$ – 75M24 (0,6 Aw; 21,49%U; 3,29 kg). Os dados estão apresentados na Tabela D-4 (Apêndice D).

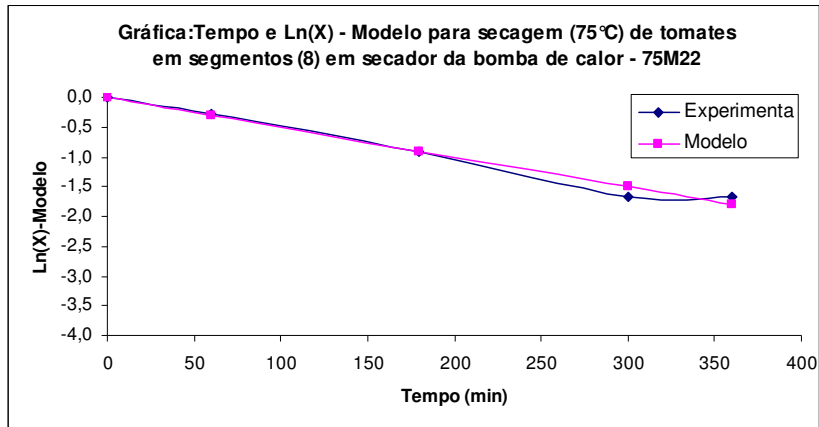


Figura 6.21: Curva de secagem (75°C), tempo e Ln(X) – Modelo; com X_{eq} (-435); coef secagem (-0,00499); TMS (138,77 min); R^2 (99,0193) – 75M22 (0,62 Aw; 24,29%U; 6,16 kg). Os dados estão apresentados na Tabela D-5 (Apêndice D).

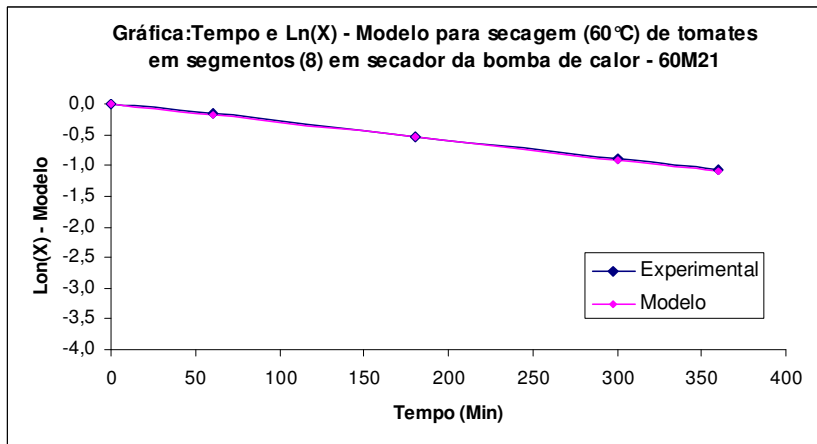


Figura 6.22: Curva de secagem (60°C), tempo e Ln(X) – Modelo; com X_{eq} (0,0); coeficiente de secagem (-0,00303); TMS (228,80min); R^2 (99,9816) – 60M21 (0,92 Aw; 81,031%U; 3,06 kg). Os dados estão apresentados na Tabela D-6 (Apêndice D).

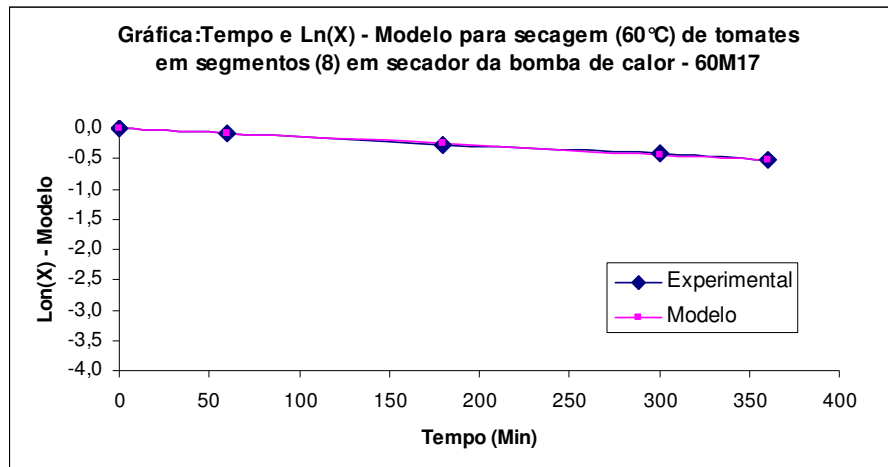


Figura 6.23: Curva de secagem (60°C), tempo e Ln(X) – Modelo; com $X_{eq}(-2800,0)$; coeficiente de secagem (-0,00145); TMS(479,47min); $R^2(99,9622)$ – 60M17 (0,913 Aw; 79,671%U; 3,13 kg). Os dados estão apresentados na Tabela D-7 (Apêndice D).

O consumo total de energia elétrica na operação de resfriamento e secagem de tomates utilizando o sistema de bomba de calor água/água em cascata foi medido e registrado por um medidor digital da IMS, modelo SMART METER T.

Os resultados de consumo de energia na operação simultânea de resfriamento e secagem de tomates são apresentados na Tabela D-8 do Apêndice D, onde por um tempo total de operação de 7 horas, onde uma hora foi para aquecer o secador desde 48°C até 75°C o consumo total foi de 50,1664 kWh, entretanto no lado do sistema de resfriamento manteve-se simultaneamente a uma temperatura de 3,2 a 3,8°C na água gelada.

Calculando o consumo por hora de operação foi de 7,167 kWh, ou seja, na operação de uma hora de aquecimento do secador o consumo foi de 7,167 kWh e na operação de resfriamento e secagem por 6 horas o consumo foi de 42,99 kWh. Nesta operação de secagem foi utilizado 6 kg de tomates que em 6 horas de secagem a atividade de água foi de 0,86 indicando claramente que a secagem ainda não foi concluída, faltando aproximadamente mais 2 horas para atingir uma atividade de água menor.

Na Figura D-1 do Apêndice D, está apresentado o gráfico da potência por tempo de 7 horas de operação do sistema de bomba de calor no aquecimento do secador, resfriamento e secagem de tomates o qual permitiu calcular o consumo de energia utilizada no sistema.

Fazendo uma comparação segundo os dados da Tabela 6.7 no consumo de energia elétrica para 10 horas de operação de secagem em secador a resistência elétrica mais 10 operações de resfriamento de tomates em resfriador por aspersão convencional e com 10 horas de operação com o sistema bomba calor para resfriamento e secagem de tomates temos que somando os consumos das operações de resfriamento e secagem por sistema convencional o valor total é de 98,81 kWh. Quando a operação é realizada pelo sistema de bomba de calor o consumo total é de 77,03 kWh.

Como pode-se observar existe uma diferença de 21,78 kWh (27,5%) a favor do sistema de bomba de calor, assim justifica-se o seu desenvolvimento e operação do sistema.

Tabela 6.7: Cálculos de consumo de energia elétrica para resfriamento e secagem de tomates por 10 horas em base a dados das Tabelas 3.2, 4.2 e Tabela D-8.

Operações	Horas	Consumo kWh	Total kWh
• Resfriamento de tomates por água gelada aspersão			
- Resfriamento água (1,5°C)	1,667	5,106	
- Resfriamento tomates (21 kg)	0,42	1,667	
- Resfriamento tomates por 10 vezes (1,667 x 10)		16,670	21,78
• Secagem de tomates em secador por resistência elétrica			
- Secagem a 65°C	10	77,03	77,03
• Operação bomba de calor, resfriamento e secagem			
- Resfriamento e secagem simultânea	10 (7,17x10)	71,70	71,70

6.4 CONCLUSÕES

6.4.1 Sistema bomba de calor

Uma bomba de calor pode ser perfeitamente aplicada à cadeia de conservação do tomate pós-colheita, para propiciar resfriamento e secagem, propiciando o mesmo efeito térmico necessário ao resfriamento e o efeito térmico para a secagem do tomate.

Quanto maior a temperatura de secagem, menor será o COP da bomba de calor e maior o consumo de energia em consequência da elevação da temperatura da água quente gerada.

Se por um lado a redução de temperatura permite uma elevação no valor do COP, aumenta o tempo de secagem, aumentando o consumo de energia destes equipamentos auxiliares. O efeito da qualidade do produto em relação ao tempo e a temperatura de secagem também deve ser avaliado.

Uma análise completa ao respeito da aplicação de bombas de calor no caso do resfriamento e secagem de tomates, além de um estudo técnico detalhado, requer também, um estudo de viabilidade econômica, considerando os custos de implantação e os custos operacionais. Um parâmetro de avaliação é a determinação do consumo de energia por quilograma de produto na secagem com bombas de calor e outras tecnologias. Conhecendo-se o valor da energia para cada tecnologia é possível avaliar o custo por quilograma de produto e assim, determinar qual é mais econômica. É importante considerar na análise econômica, o valor de venda do tomate seco.

Na operação de resfriamento de tomates verde maduro utilizando o sistema de resfriamento por água gelada por aspensão (primeiro circuito do sistema em cascata), o tempo de meio resfriamento é a mesma quando se utiliza outro sistema de resfriamento convencional,

Similarmente na operação de secagem de tomates em fatias no secador de bandejas utilizando o sistema de bomba de calor em cascata (segundo circuito), o tempo de meio secagem é também a mesma quando se utiliza um secador convencional com fonte de aquecimento mediante resistência elétrica. Com a vantagem na redução de consumo de energia elétrica quando utilizado o sistema de bomba de calor em cascata aproveitando os dois efeitos para resfriamento e secagem de tomates.

6.4.2 Resfriamento de tomates por água gelada

Na operação do sistema de bomba de calor em cascata se atingiu a temperatura desejada na água de resfriamento no volume testado (700 l), e conseguiu-se resfriar tomates pelo método de água gelada por aspersão no tempo muito próximo como apresentado por CORTEZ *et al.* (2002), utilizando uma vazão de água gelada de $7,7 \text{ ls}^{-1}\text{m}^{-2}$.

O gráfico de resfriamento mostra o resultado típico de resfriamento de tomates por água gelada por aspersão o tempo de 40 minutos para atingir uma temperatura no fruto de $6,73 \text{ }^{\circ}\text{C}$, tempo muito próximo aos apresentado por CORTEZ *et al.* (2002) no comportamento da temperatura em função do tempo de resfriamento por água gelada.

O tempo de 15 minutos gastos para resfriamento de tomates desde $23,98 \text{ }^{\circ}\text{C}$ até $13,73 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (tempo de meio resfriamento) permite concluir que serão necessários outros 15 minutos adicionais para o resfriamento da carga até atingir uma temperatura de $6,86 \text{ }^{\circ}\text{C}$, resultados que são muito próximos quando a operação é realizada por outro sistema convencional.

O sistema de bomba de calor em cascata se desenpenha com ótimas condições no resfriamento de tomates por água gelada por aspersão do tipo chuveiro, com tempo de 15 minutos para resfriamento de $23,98 \text{ }^{\circ}\text{C}$ até $13,73 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (tempo de meio resfriamento), e com vantagens que permitem a redução de consumo de energia, já que ao mesmo tempo está aproveitando o ciclo de alta pressão para a secagem de tomates maduros nas temperaturas programadas.

6.4.3 Secagem de tomates

- Secador de bandejas

O secador de bandejas desenvolvido com as características descritas neste estudo se desenvolveu apropriadamente nos ensaios de aquecimento do ar de secagem e similarmente nas operações de secagem de tomates.

Conseguiu-se manter temperaturas constantes no aquecimento do ar de secagem e nas operações de secagem nas faixas de 60 e $75 \text{ }^{\circ}\text{C}$ respectivamente como foi programado.

O sistema de recirculação de ar quente acoplado ao secador permitiu menor tempo de aquecimento no ar de secagem e nas operações de secagem.

- Planejamento experimental

As informações obtidas através do planejamento experimental saturado permitiram avaliar o funcionamento da instalação em estudo considerando como fatores o fluxo do ar devido ao grau de abertura das chaves na entrada e saída, assim como ao trabalho dos ventiladores e a temperatura do ar na entrada do secador.

O planejamento experimental saturado permitiu determinar a condições apropriadas na operação do secador de bandejas do sistema de bomba de calor em cascata, para estabelecer os fatores mais importantes para o melhor funcionamento do secador. Assim também se conseguiu encontrar um modelo matemático que descreve a variação da atividade de água (A_w) como resultado na secagem.

- Secagem de tomates em segmentos

Mostrou-se nos experimentos de secagem a temperaturas de 60 e 75°C, que os resultados esperados no produto seco vão depender da umidade e fluxo de ar na entrada do secador, e também da quantidade de carga a secar no secador em estudo.

O secador de bandejas do sistema de bomba de calor em cascata tem apropriado desempenho comparado a um secador convencional com fonte de aquecimento a resistência elétrica. Assim permitirá a redução do consumo de energia elétrica aproximadamente em 30% operando ao mesmo tempo na operação de resfriamento e secagem de tomates.

Este sistema de bomba de calor pode ser aplicado à cadeia de conservação do tomate pós-colheita, para propiciar resfriamento e secagem, propiciando o mesmo efeito térmico necessário ao resfriamento e o efeito térmico para a secagem do tomate com significativa economia de energia elétrica quando comparada a uma resistência elétrica.

Quanto maior a temperatura de secagem, menor será o COP da bomba de calor e maior o consumo de energia em consequência da elevação da temperatura da água quente gerada.

Assim, é importante estudar os fatores temperatura e tempo na secagem, visando avaliar o impacto do consumo de energia de periféricos do secador.

Se por um lado a redução de temperatura permite uma elevação no valor do COP, aumenta o tempo de secagem, aumentando o consumo de energia destes equipamentos auxiliares.

Uma análise completa a respeito da aplicação de bombas de calor no caso do resfriamento e secagem de tomates, além de um estudo técnico detalhado, requer também, um estudo de viabilidade econômica, considerando os custos de implantação e os custos operacionais. Um parâmetro de avaliação é a determinação do consumo de energia por quilograma de produto na secagem com bombas de calor e outras tecnologias.

Em geral mostrou-se uma redução no consumo de energia elétrica em um 30% na operação do sistema de bomba de calor em cascata no resfriamento e secagem de tomates.

6.5 AGRADECIMENTOS

Ao CNPq pelo auxílio financeiro a Pesquisa Científica (Proc. 478254/2004-0), ao SAE-UNICAMP.

6.6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BARROS NETO, B.; SCARMINIO, I. S.; BRUNS, R. E. **Como Fazer Experimentos**, Pesquisa e desenvolvimento na ciência e na indústria. 3ª Ed. Campinas, SP., Editora da Unicamp, 493p. 2007.

CASTRO, L. R. **Análise dos parâmetros relacionados ao resfriamento a ar forçado em embalagens para produtos hortícolas**. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola). Faculdade de Engenharia de Agrícola, Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP SP Brasil. 160p. 2004.

CORTEZ, L. A. B.; VIGNEAULT, C.; CASTRO, L.R. DE. **Método de Resfriamento rápido por água gelada**. In: L. A. B. CORTEZ, S. L. HONÓRIO, C. L. MORETTI. Eds.

Resfriamento de Frutas e Hortaliças. Embrapa Informação Tecnológica, Brasília, DF, Brasil, 274-275 p. 2002.

PACCO, H. C; CORTEZ, L. A. B; RODRIGUES, C. L; JORDAN, R. A. Resfriamento de tomates por água gelada. **45° Congresso Brasileiro de olericultura**. Fortaleza – Brasil 2005.

PACCO, H. C. **Secagem de FIGO (*Ficus Carica L.*) da variedade “Gigante de Valinhos” em secador de bandejas**. 2003. 158 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Alimentos) – Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2003.

JORDAN, R. A. **Desenvolvimento de uma bomba de calor água-água acionada a biogás para utilização de em laticínios visando a racionalização de uso de energia no nível de produção leiteira**. 2005. 266 p. Tese (Doutorado Engenharia Agrícola) - Faculdade de Engenharia Agrícola. Universidade Estadual de Campinas. UNICAMP, SP Brasil, 2005.

MONTGOMERY, DOUGLAS. C. **Design and analysis of experimentals**. 5 Ed. John Wiley & Sons, INC. New York United States of América, 175-205p. 2001.

SILLIKER, J. H. **Microorganisms in foods**. Microbial ecology of foods. International Commission on Microbiological Specifications for Foods (USA). New York (USA). v.1 1980.

VIGNEAULT, C., SARGENT S. A. and BARTZ J. A. Postharvest decay risk associated with hydrocooling tomatoes. **Plant Disease**, v. 84, n.12, p.1314–1318. 2000.

7. CONCLUSÕES GERAIS

- O sistema de bomba de calor em cascata se desenvolve em ótimas condições nas operações de produção de água gelada (2 °C) para resfriamento de tomates verde maduro, aproveitando o efeito frio produzida pelo ciclo de baixa pressão, trabalhando-se com R22 como fluido refrigerante. Foi similar na operação de aquecimento de água até atingir a temperatura programada (85 °C) em menor tempo possível quando se trabalha com R600 como fluido refrigerante no ciclo de alta pressão, o qual é fonte quente para aquecer o secador bandejas.
- A escolha do fluido refrigerante para o sistema de bomba de calor em cascata foi com a análise do coeficiente de performance COP depois de ter testado os diferentes tipos de fluidos refrigerante, MP39, R600, R600a, R22.
- Na operação de resfriamento de tomates verde maduro utilizando o sistema de bomba de calor em cascata, o tempo de meio resfriamento é a mesma quando se realiza o resfriamento por água gelada por aspersão utilizando uma bomba de calor convencional.
- Os dois compressores do sistema trabalharam em condições termodinâmicas normais enquanto no ciclo de baixa pressão como no ciclo de alta pressão considerando a temperatura e pressão de trabalho dos mesmos.
- Na operação de secagem de tomates em fatias no secador de bandejas, utilizando o sistema de bomba de calor em cascata, o tempo de meia secagem é também o mesmo quando se utiliza um secador convencional com fonte de aquecimento por resistência elétrica. Com a vantagem na redução de consumo de energia elétrica quando utilizado o sistema de bomba de calor em cascata aproveitando os dois efeitos para resfriamento e secagem de tomates.
- Com estes resultados os objetivos planejados foram atingidos, mostrando a redução de consumo de energia no resfriamento e secagem de tomates (30%) e com boa qualidade de sabor, cor e umidade no produto final que o consumidor aceitaria.

- O sistema seria de muita utilidade para os produtores e distribuidores de tomates no Brasil.

8. RECOMENDAÇÕES

- Ampliação dos estudos de viabilidade técnica e econômica para instalação de sistema de bomba de calor em cascata destinado para produtores de frutas e hortaliças.
- Realizar ensaios no sistema de bomba de calor em cascata as operações aquecimento e resfriamento de água com outro tipo de fluidos refrigerantes nos ciclo de baixa e alta pressão.
- Determinar a eficiência de performance para o sistema com outros tipos de compressores como os abertos, herméticas, semi-herméticos, entre outros.
- Realizar ensaios de resfriamento e secagem com outro produto, sejam frutas ou hortaliças, realizando diferentes pré-tratamentos no produto para reduzir o tempo de secagem ou tempo no resfriamento.

9. CONTRIBUIÇÃO AO CONHECIMENTO CIENTÍFICO

- Com este trabalho de desenvolvimento de um sistema de bomba de calor em cascata pode-se mostrar que seu desempenho termodinâmico para o resfriamento e aquecimento de água foi em base à análise do coeficiente performance COP do sistema em conjunto, o que permitiu determinar a escolha dos fluidos refrigerantes para cada um dos ciclos termodinâmicos, ciclos de baixa e alta pressão respectivamente.
- Com a operação apropriada do sistema em conjunto ou seja, bomba de calor, resfriamento de tomates verde maduro por água gelada por aspersão do tipo chuveiro e a operação de secagem de tomates em fatias no secador de bandejas do sistema, permite a redução no consumo de energia elétrica aproveitando os 8 kW de energia térmica produzida com só apenas consumo de 1kW de energia elétrica para gerar os dois efeitos como é indicada na literatura consultada.
- O produto resfriado (tomates verde maduro) mediante este sistema obteve a qualidade e o tempo de meio resfriamento muito similar quando é utilizado outro sistema de resfriamento.
- Na operação de secagem, o tomate seco no tempo programado, e com as condições apropriadas de vazão de ar quente, umidade e temperatura de secagem, também deu um produto de qualidade e com a umidade final esperado e atividade de água com valores entre 0,58 a 0,85, ótimos para conservação de um produto desidratado.
- Mostrou-se a redução de consumo de energia elétrica na operação simultânea de resfriamento e secagem de tomates utilizando este sistema em um valor próximo a 30%.

APÊNDICE A

Tabela A-1: Valores de umidade adimensional de tomates cortados em 4 e 8 segmentos para secagem a temperaturas de 45 °C.

Tempo (min)	Temperatura 45 °C	
	M - 4seg	M - 8seg
0	1,00	1,00
12	0,99	0,96
22	0,95	0,95
32	0,94	0,92
42	0,93	0,89
62	0,91	0,84
82	0,89	0,81
102	0,86	0,77
132	0,83	0,71
162	0,79	0,65
252	0,65	0,51
342	0,59	0,40
432	0,50	0,31
552	0,41	0,22
732	0,29	0,12
912	0,20	0,06
1092	0,13	0,03
1212	0,09	0,02
1272	0,07	0,02
1512	0,02	0,01
1632	0,00	0,00

Tabela A-2: Valores de umidade adimensional de tomates cortados em 4 e 8 segmentos para secagem a temperaturas de 55 °C.

Tempo (min)	Temperatura 55 °C	
	M - 4seg	M - 8seg
0	1	1
10	0,98	0,98
20	0,96	0,96
35	0,92	0,91
55	0,84	0,83
85	0,8	0,79
145	0,66	0,65
235	0,49	0,47
325	0,37	0,34
445	0,25	0,22
565	0,15	0,12
655	0,11	0,08
745	0,08	0,04
805	0,06	0,02
865	0	0

Tabela A-3: Valores de umidade adimensional de tomates cortados em 4 e 8 segmentos para secagem a temperaturas de 65 °C

Tempo (min)	Temperatura 65 °C	
	M - 4seg	M - 8seg
0	1	1
10	0,97	0,95
20	0,94	0,92
35	0,89	0,87
50	0,85	0,82
80	0,77	0,73
110	0,67	0,62
170	0,52	0,45
260	0,34	0,25
350	0,19	0,11
470	0,07	0,03
530	0,03	0,01
590	0	0

Tabela A-4: Valores de tempo de meia secagem (TMS) de tomates cortados em 4 e 8 segmentos para secagem a temperaturas de 45, 55 e 65 °C (Fig 3.3).

Temp(°C)	4 segment	8segment
45	410,22221	335,5575
55	226,89057	181,595
65	187,75754	145,6181

Tabela A-5: Valores de energia relativa (RER) de tomates cortados em 4 e 8 segmentos para secagem a temperaturas de 45, 55 e 65 °C. (Fig. 3.4).

Temp(°C)	4segment	8segment
45	100,0000	81,7990
55	62,3340	49,8899
65	57,3962	44,5144

APÊNDICE B

Tabela B-1: Dados experimentais (e) e do modelo (m) utilizados para a curva de resfriamento por água gelada por aspersão (3,5 l/s) de tomates “Débora” verde maduro (Figura 4.2).

Tempo (min)	Vazão 3,5 e P1	Vazão 3,5 m P1	Tempo (min)	Vazão 3,5 e P1	Vazão 3,5 m P1	Tempo (min)	Vazão 3,5 e P1	Vazão 3,5 m P1
0	1	1	42	0,060542	0,061728	84	0,004293	0,0038103
1	0,951152	0,935841	43	0,09064	0,057767	85	-0,008536	0,0035659
2	0,916613	0,875798	44	0,083732	0,054061	86	0,018602	0,0033371
3	0,845562	0,819607	45	0,060542	0,050593	87	-0,004589	0,003123
4	0,833226	0,767022	46	0,052647	0,047347	88	-0,004589	0,0029226
5	0,781911	0,71781	47	0,034391	0,044309	89	0,024029	0,0027351
6	0,760695	0,671756	48	0,0487	0,041466	90	0,025016	0,0025596
7	0,726649	0,628657	49	0,038338	0,038806	91	0,024029	0,0023954
8	0,674347	0,588323	50	0,035378	0,036316	92	-0,000641	0,0022417
9	0,618098	0,550576	51	0,042285	0,033986	93	-0,011497	0,0020979
10	0,585533	0,515252	52	0,049687	0,031805	94	-0,007549	0,0019633
11	0,521389	0,482193	53	0,020082	0,029765	95	-0,006069	0,0018373
12	0,513495	0,451256	54	0,055114	0,027855	96	0,032911	0,0017194
13	0,469088	0,422304	55	0,056594	0,026068	97	-0,016431	0,0016091
14	0,39853	0,395209	56	0,014654	0,024395	98	-0,038634	0,0015059
15	0,392115	0,369853	57	0,032911	0,02283	99	-0,003602	0,0014093
16	0,342281	0,346123	58	0,000345	0,021365	100	0,000345	0,0013188
17	0,329452	0,323916	59	0,018602	0,019995	101	0,00972	0,0012342
18	0,309715	0,303134	60	0,013174	0,018712	102	0,00972	0,001155
19	0,299354	0,283685	61	-0,02827	0,017511	103	-0,011497	0,0010809
20	0,206592	0,265484	62	0,021069	0,016388	104	-0,01495	0,0010116
21	0,257414	0,248451	63	0,032911	0,015336	105	0,00972	0,0009467
22	0,266788	0,23251	64	-0,03123	0,014352	106	0,005773	0,0008859
23	0,184388	0,217593	65	0,040805	0,013432	107	-0,012483	0,0008291
24	0,214487	0,203632	66	0,017615	0,01257	108	-0,002122	0,0007759
25	0,181921	0,190567	67	0,038338	0,011763	109	0,018602	0,0007261
26	0,172547	0,178341	68	-0,01396	0,011009	110	0,00824	0,0006795
27	0,160705	0,166898	69	0,013668	0,010302	111	0,007253	0,0006359
28	0,160705	0,15619	70	0,028963	0,009641	112	0,007253	0,0005951
29	0,158238	0,146169	71	-0,00113	0,009023	113	-0,020378	0,000557
30	0,149356	0,136791	72	0,021069	0,008444	114	0,017615	0,0005212
31	0,132087	0,128015	73	-0,00212	0,007902	115	0,001826	0,0004878
32	0,111363	0,119801	74	-0,01248	0,007395	116	0,005773	0,0004565
33	0,121725	0,112115	75	0,017615	0,006921	117	-0,022845	0,0004272
34	0,097054	0,104922	76	0,028963	0,006477	118	0,012187	0,0003998
35	0,053634	0,09819	77	-0,01643	0,006061	119	0,021562	0,0003741
36	0,045739	0,09189	78	-0,00212	0,005672	120	-0,01495	0,0003501
37	0,094094	0,085995	79	0,00676	0,005308	121	0,005773	0,0003277
38	0,083732	0,080477	80	0,025016	0,004968	122	0,001826	0,0003066
39	0,041792	0,075314	81	0,00824	0,004649	123	0,007253	0,000287
40	0,065476	0,070482	82	-0,02038	0,004351	124	0,016135	0,0002686
41	0,061529	0,06596	83	-0,01643	0,004072			

Tabela B-2: Dados experimentais (e) e do modelo (m) utilizados para a curva de resfriamento por água gelada por aspersão (7.0 l/s) de tomates “Débora” verde maduro (Figura 4.2).

Tempo (min)	Vazão 7,0 e P4	Vazão 7,0 m P4	Tempo (min)	Vazão 7,0 e P4	Vazão 7,0 m P4
0	1	1	32	0,335708	0,343201
1	0,97056	0,967132	33	0,32716	0,33192
2	0,971985	0,935345	34	0,276828	0,321011
3	0,922602	0,904602	35	0,275404	0,31046
4	0,850427	0,87487	36	0,2868	0,300256
5	0,897436	0,846115	37	0,247863	0,290387
6	0,864672	0,818305	38	0,263058	0,280843
7	0,845679	0,791409	39	0,257835	0,271612
8	0,831909	0,765397	40	0,265432	0,262685
9	0,826211	0,740241	41	0,224122	0,254051
10	0,755461	0,715911	42	0,191358	0,245701
11	0,744539	0,69238	43	0,253086	0,237625
12	0,736942	0,669623	44	0,222697	0,229815
13	0,706553	0,647614	45	0,232669	0,222262
14	0,673789	0,626329	46	0,196581	0,214956
15	0,633903	0,605743	47	0,152422	0,207891
16	0,604938	0,585833	48	0,183761	0,201058
17	0,57075	0,566578	49	0,193732	0,19445
18	0,564577	0,547956	50	0,203704	0,188059
19	0,544634	0,529946	51	0,191358	0,181878
20	0,512821	0,512528	52	0,224122	0,1759
21	0,463913	0,495682	53	0,183761	0,170119
22	0,472934	0,47939	54	0,213675	0,164527
23	0,406458	0,463634	55	0,166192	0,159119
24	0,420228	0,448395	56	0,193732	0,15389
25	0,402184	0,433658	57	0,131054	0,148832
26	0,368471	0,419404	58	0,123457	0,14394
27	0,397436	0,405619	59	0,152422	0,139209
28	0,387464	0,392288	60	0,183761	0,134633
29	0,368471	0,379394	61	0,181387	0,130208
30	0,370845	0,366924	62	0,196106	0,125929
31	0,3585	0,354864			

APÊNDICE C

Tabela C-1: Valores para a eficiência volumétrica teórica e real do ensaio no sistema de bomba de calor em cascata com o fluido refrigerante R22 no primeiro circuito, resfriamento e o R12 no segundo circuito, aquecimento.

R22R12		Resfriamento		Aquecimento	
Te °C	η_v	η_{vr}	Tc °C	η_v	η_{vr}
10	0,959	0,810	49,0	0,951	49,000
7	0,959	0,810	57,0	0,938	57,000
5	0,929	0,785	62,0	0,935	62,000
2	0,954	0,806	75,9	0,910	75,900

Onde: Te = temperatura de evaporação (°C); Tc = temperatura de condensação (°C); η_v = eficiência volumétrica teórica; η_{vr} = eficiência volumétrica real; Vo = volume nocivo ($3,925 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ para primeiro circuito, e $8,2915 \times 10^{-6}$ para segundo circuito); Vc = volume da cilindrada ($1,57 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ para primeiro circuito, e $3,3166 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ para segundo circuito); k = expoente da politrópica (1,2).

Tabela C-2: Valores para a eficiência volumétrica teórica e real do ensaio no sistema de bomba de calor em cascata com o fluido refrigerante R22 no primeiro circuito, resfriamento e o R600 no segundo circuito, aquecimento.

R22R600		Resfriamento		Aquecimento	
Te °C	η_v	η_{vr}	Tc °C	η_v	η_{vr}
10	0,922	0,779	35,0	0,972	57,300
7	0,923	0,780	57,3	0,950	62,800
5	0,923	0,780	62,8	0,942	66,100
2	0,919	0,776	66,1	0,946	76,600
0	0,924	0,781	76,6	0,944	0,000

Onde: Te = temperatura de evaporação (°C); Tc = temperatura de condensação (°C); η_v = eficiência volumétrica teórica; η_{vr} = eficiência volumétrica real; Vo = volume nocivo

($3,925 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ para primeiro circuito, e $8,2915 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ para segundo circuito); V_c = volume da cilindrada ($1,57 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ para primeiro circuito, e $3,3166 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ para segundo circuito); k = expoente da politrópica (1,2).

Tabela C-3: Valores para a eficiência volumétrica teórica e real do ensaio no sistema de bomba de calor em cascata com o fluido refrigerante R22 no primeiro circuito, resfriamento e o R600a no segundo circuito, aquecimento.

R22		R600a		Resfriamento		Aquecimento	
Te °C	η_v	η_{vr}	Te °C	η_v	η_{vr}	Tc °C	η_v
7	0,956818	0,809	52,0	0,953	62,000		
5	0,955529	0,807	62,0	0,940	64,000		
2	0,952783	0,805	64,0	0,936	76,600		
0	0,955745	0,808	69,0	0,924	0,000		

Onde: T_e = temperatura de evaporação (°C); T_c = temperatura de condensação (°C); η_v = eficiência volumétrica teórica; η_{vr} = eficiência volumétrica real; V_o = volume nocivo ($3,925 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ para primeiro circuito, e $8,2915 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ para segundo circuito); V_c = volume da cilindrada ($1,57 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ para primeiro circuito, e $3,3166 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ para segundo circuito); k = expoente da politrópica (1,2).

APÊNCIDE D

Tabela D-1: Valores de tempo (min) e umidade adimensional (X/X_0) para Secagem de Tomates em segmentos (8) a 75°C - 75M24

Tem [min]	X/X_0
0	1,0000
60	0,6687
180	0,2989
240	0,1092
360	0,0159

Tabela D-2: Valores de tempo (min) e umidade adimensional (X/X_0) para Secagem de Tomates em segmentos (8) a 75°C - 75M22

Tem [min]	Y75M22_b1	Y75M22_b2
0	1,00	1,00
60	0,71	0,71
180	0,27	0,32
300	0,01	0,06
360	0,01	0,01

Tabela D-3: Valores de tempo (min) e umidade adimensional (X/X_0) para secagem de tomates em segmentos (8) a 60°C - 60M13

Tem	X/X_0	X/X_0
[min]	experim	experim
	b1	b2
0	1,00	0,94
70	0,75	0,75
130	0,58	0,58
190	0,45	0,47
250	0,32	0,36
310	0,21	0,23
370	0,13	0,14
430	0,08	0,09
490	0,08	0,09
550	0,01	0,03
610	0,00	0,00

Tabela D-4: Valores de tempo (min), umidade (X) e $\ln(X)$ -Modelo para secagem (75°C) de tomates em segmentos (8) em secador da bomba de calor - 75M24

min	X	$\ln(X)$	Model
0	1	0	0
60	0,69617	-0,3622	-0,3968
180	0,35693	-1,0302	-1,1904
240	0,18289	-1,6989	-1,5872
360	0,09735	-2,3295	-2,3808

Tabela D-5: Valores de tempo (min), umidade (X) e ln(X)-Modelo para secagem (75°C) de tomates em segmentos (8) em secador da bomba de calor - 75M22

min	X	ln(X)	Model
0	1	0	0
60	0,76224	-0,2715	-0,2997
180	0,4014	-0,9128	-0,8991
300	0,18881	-1,667	-1,4985
360	0,18881	-1,667	-1,7982

Tabela D-6: Valores de tempo (min), umidade (X) e ln(X)-Modelo para secagem (60°C) de tomates em segmentos (8) em secador da bomba de calor - 60M21.

min	X	ln(X)	Model
0	1	0	0
60	0,85294	-0,1591	-0,1818
180	0,5817	-0,5418	-0,5453
300	0,40523	-0,9033	-0,9089
360	0,33987	-1,0792	-1,0906

Tabela D-7: Valores de tempo (min), umidade (X) e ln(X)-Modelo para secagem (60°C) de tomates em segmentos (8) em secador da bomba de calor - 60M17.

min	X	ln(X)	Modelo
0	1	0	0
60	0,92411	-0,0789	-0,0867
180	0,76728	-0,2649	-0,2602
300	0,6543	-0,4242	-0,4337
360	0,59359	-0,5216	-0,5204

Tabela D-8: Consumo de energia por tempo de 7 horas com respectivos Valores de tempo (min), potência (kW) e consumo (kWh) na operação de aquecimento do secador de 48°C até 75 °C e secagem de tomates em segmentos (8) por tempo de 6 horas.

Min	kW	kWh	Min	kW	kWh	Min	kW	kWh
0	6,221		145	7,777	0,648	285	7,762	0,647
5	7,836	0,653	150	6,802	0,567	290	6,168	0,514
10	5,416	0,451	155	6,706	0,559	295	8,001	0,667
15	7,024	0,585	160	6,566	0,547	300	6,251	0,521
20	8,031	0,669	165	7,773	0,648	305	6,604	0,550
25	7,868	0,656	170	6,215	0,518	310	6,248	0,521
30	7,969	0,664	175	6,962	0,580	315	8,182	0,682
35	7,041	0,587	180	6,154	0,513	320	6,989	0,582
40	8,108	0,676	185	8,328	0,694	325	7,007	0,584
45	6,796	0,566	190	6,380	0,532	330	6,556	0,546
50	7,412	0,618	195	6,905	0,575	335	6,455	0,538
55	8,796	0,733	200	7,803	0,650	340	6,918	0,577
60	6,367	0,531	205	6,399	0,533	345	7,661	0,638
65	8,240	0,687	210	8,065	0,672	350	7,567	0,631
70	8,733	0,728	215	6,105	0,509	355	6,954	0,580
75	8,413	0,701	220	7,849	0,654	360	6,906	0,576
80	5,977	0,498	225	6,832	0,569	365	6,745	0,562
85	6,159	0,513	230	6,913	0,576	370	7,153	0,596
90	6,600	0,550	235	7,950	0,663	375	8,203	0,684
95	6,566	0,547	240	7,316	0,610	380	6,693	0,558
100	7,366	0,614	245	7,098	0,592	385	7,839	0,653
105	6,675	0,556	250	6,697	0,558	390	6,565	0,547
110	7,420	0,618	255	8,737	0,728	395	8,469	0,706
115	7,454	0,621	260	7,893	0,658	400	7,658	0,638
120	7,702	0,642	265	6,117	0,510	405	7,477	0,623
125	6,980	0,582	270	7,844	0,654	410	6,795	0,566
130	6,858	0,572	275	6,074	0,506	415	6,944	0,579
135	7,060	0,588	280	6,581	0,548	420	6,757	0,563
140	6,762	0,564						

Consumo de energia total : 50,16642 kWh

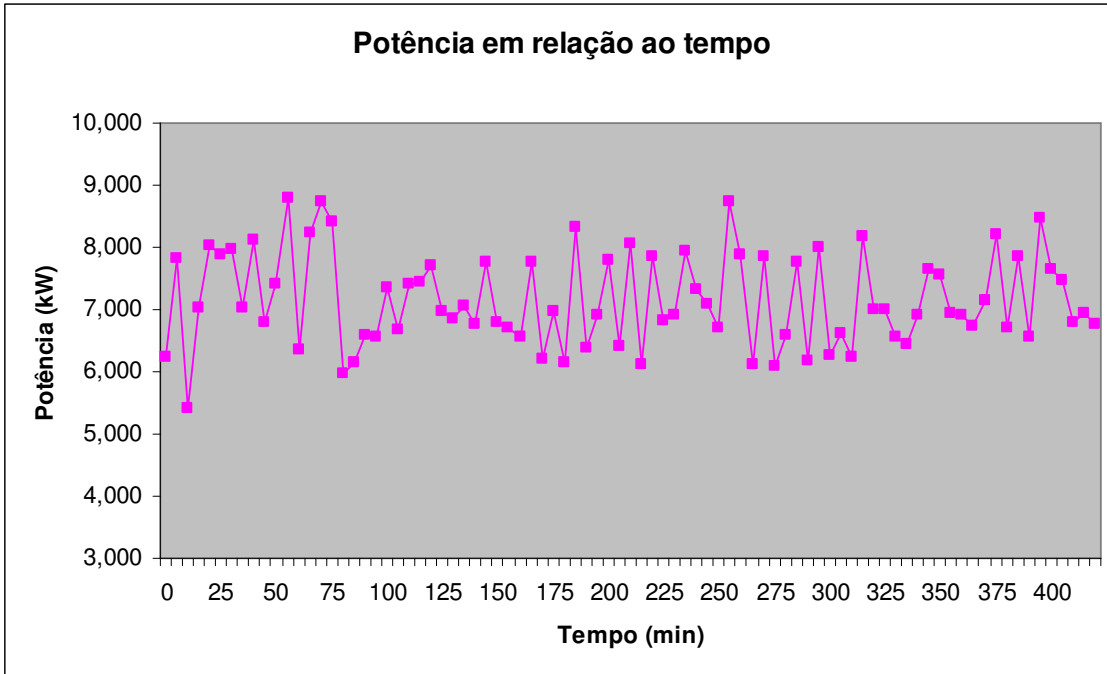


Figura D-1: Gráfica de potência em relação ao tempo na operação de secagem de tomates em segmentos de 8 por um tempo de 6 horas (a primeira hora foi para aquecer o secador de 48 até 75 °C).